

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

## **Pohon otoče radaru**

## **Drive of a Radar Rotating Device**

Student:

Bc. Ondřej Sládek

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Ondřej Sládek**  
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**  
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**  
Téma: **Pohon otoče radaru**  
**Drive of a Radar Rotating Device**  
Jazyk vypracování: **čeština**

### Zásady pro vypracování:

Proveďte konstrukční návrh mechanismu pohonu aktivního radaru dodávaného firmou Rramet a.s. Mechanismus musí být plně otočný a funkční i při výpadku části pohonu. Provozní otáčky 15 ot/min, nosnost otoče 850 kg. Provozní teplota v rozsahu -40°C až 50°C. Mechanismus musí umožňovat výměnu motoru za provozu a výměnu hlavního ložiska otoče bez demontáže antény. Systém je zatížen kromě vlastní tíhy také silou od větru a případnou námrazou působící na antény. Vytvořte 3D sestavu a dílenský výkres vybraného dílu.

### Seznam doporučené odborné literatury:

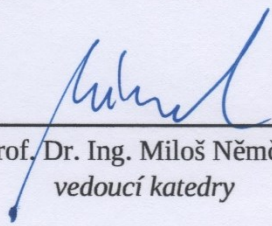
Bolek, A., Kochman, J.: *Části strojů 1, 2*. Praha, SNTL 1989  
Boháček, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů I, II*. Brno, ES VUT, 1990  
Moravec, V., Havlík, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-0878-9  
Němček, M.: *Řešené příklady z ČaMS Spoje*. VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

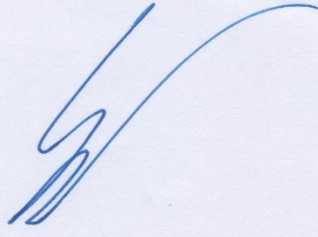
Vedoucí diplomové práce: **prof. Dr. Ing. Miloš Němček**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018

  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry

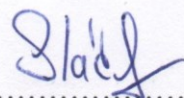


  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 21. května 2018



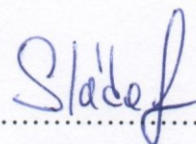
.....  
Podpis studenta



Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 21. května 2018



Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Ondřej Sládek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Sokolovská 509

686 01 Uherské Hradiště

## **Anotace**

Sládek, O. *Pohon otoče radaru: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2018, 59 s. Vedoucí práce: NĚMČEK, M.

Diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem pohonu otoče radaru. Konstrukční návrh je zpracován s ohledem na dostupné technologie a typy radarových zařízení. Proces návrhu vychází ze stanovených požadavků. Tyto požadavky jsou zmíněny v úvodu práce spolu s hlavní funkcí radarového zařízení. Následující kapitola pojednává o vývoji, konstrukčním rozdělení a jednotlivých typech radarů. Dále se autor zabývá vlastním návrhem celého mechanismu, návrhem částí pohonů a nenormalizovaných částí, které je nutno vyrobit. Návrhy jednotlivých částí jsou doloženy pevnostní a deformační kontrolou.

## **Annotation**

Sládek, O. *Drive of a Radar Rotating Device: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2016, 59 p. Thesis head: NĚMČEK, M.

This diploma thesis deals with the constructional design of a radar rotating device. The design is processed with respect to available technologies and types of radar devices. The design process is based on defined requirements. These requirements are mentioned at the beginning of the thesis along with the main function of the radar device. The following chapter discusses the development, constructional division and different types of radars. Furthermore, the author deals with his own design of the whole mechanism, the design of the drive parts and the non-standard parts that need to be produced. The designs of the single parts are proved by resistance and deformation tests.

# Obsah

Seznam použitých značek a symbolů .....	6
Úvod .....	11
1 Přehled současného stavu .....	12
1.1 Rozdělení radarů .....	12
2 Návrh konstrukčního řešení .....	16
2.1 Nakupované součásti .....	16
2.2 Vyráběné součásti .....	19
3 Výpočty hlavních dílů .....	22
3.1 Potřebný výkon elektromotoru .....	22
3.2 Výkony, otáčky a krouticí momenty .....	23
3.3 Stanovení předběžných průměrů hřídelů .....	24
3.4 Návrh a kontrola hřídelových per .....	25
3.5 Síly působící na anténu a hlavní ložisko .....	27
3.6 Pevnostní analýza vyráběných součástí .....	29
3.7 Velkorozměrové ložisko .....	32
3.8 Ozubený převod .....	34
3.9 Hnací hřídel .....	37
3.10 Kontrola ložisek hřídele .....	47
3.11 Kontrola podstavy na vzpěr .....	51
4 Závěr .....	54
5 Seznam použitých zdrojů .....	55
Seznam příloh .....	59

## Seznam použitých značek a symbolů

$a$	Délkový rozměr	$mm$
$a_1$	Součinitel spolehlivosti	—
$a_{SKF}$	Součinitel trvanlivosti podle SKF	—
$b$	Délkový rozměr	$mm$
$b_1$	Šířka těsného pera	$mm$
$C$	Základní dynamická únosnost	$kN$
$C_a$	Axiální dynamická únosnost	$kN$
$d$	Průměr hřídele	$mm$
$d_m$	Střední průměr ložiska	$mm$
$d_{AA}, d_{BB}$	Průměr hřídele v průřezu A-A, B-B	$mm$
$d_1$	Roztečný průměr pastorku	$mm$
$d_2$	Roztečný průměr kola (otoče)	$mm$
$d'$	Předběžný průměr hřídele	$mm$
$D$	Průměr osazení hřídele	$mm$
$e$	Mezní hodnota poměru axiální a radiální síly	—
$E$	Modul pružnosti	$MPa$
$F$	Zatěžující síla	$N$
$F_{aA}, F_{aB}$	Přídavné axiální zatížení kuželíkových ložisek	$N$
$F_{kr}$	Kritická síla pro vzpěr	$N$
$F_m$	Tíhová síla hnacího hřídele	$N$
$F_{r1,2}, F_{r2,1}$	Radiální síla na soukolí	$N$
$F_{t1,2}, F_{t2,1}$	Obvodová síla na soukolí	$N$
$F_A$	Axiální síla	$N$
$F_R$	Radiální síla	$N$
$F_{TDOV}$	Obvodová síla dovolená	$N$
$F_{TJ}$	Obvodová síla jmenovitá	$N$
$F_{TMAX}$	Obvodová síla maximální	$N$
$F_{TMAXDOV}$	Obvodová síla maximální dovolená	$N$
$F_A'$	Ekvivalentní axiální zatížení	$N$
$g$	Gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$

$h$	Šířka těsného pera	$mm$
$i_{min}$	Minimální kvadratický poloměr	$mm$
$i_p$	Převodový poměr v převodovce	—
$i_s$	Převodový poměr ozubeného soukolí	—
$J_{min}$	Minimální kvadratický moment	$mm^4$
$J_{y1}, J_{y2}, J_{y3}$	Moment setrvačnosti v ose Y	$mm^4$
$J_{z1}, J_{z2}, J_{z3}$	Moment setrvačnosti v ose Z	$mm^4$
$J_{yt}, J_{zt}$	Kvadratický moment průřezu	$mm^4$
$J_V'$	Moment setrvačnosti (rotujících hmot) teoretický	$kg \cdot m^2$
$k$	Součinitel bezpečnost	—
$k_{d\sigma AA}$	Dynamická bezpečnost v ohybu v průřezu A-A	—
$k_{d\sigma BB}$	Dynamická bezpečnost v ohybu v průřezu B-B	—
$k_{sAA}, k_{sBB}$	Statická bezpečnost v průřezu A-A, B-B	—
$k_{s\tau AA}, k_{s\tau BB}$	Statická bezpečnost ve smyku v průřezu A-A, B-B	—
$k_{vAA}, k_{vBB}$	Výsledná bezpečnost v průřezu A-A, B-B	—
$K_A$	Dynamický součinitel	—
$l$	Délkový rozměr	$mm$
$l_{red}$	Redukovaná délka	$mm$
$l'$	Délka přímé části boku pera	$mm$
$L_{nmA}, L_{nmB}$	Trvanlivost ložiska A, B dle SKF	$mil. ot.$
$L_{nmAh}$	Trvanlivost ložiska A dle SKF v provozních hodinách	$h$
$L_{nmBh}$	Trvanlivost ložiska B dle SKF v provozních hodinách	$h$
$L_{10}$	Trvanlivost otoče	$mil. ot.$
$L_{10h}$	Trvanlivost otoče v provozních hodinách	$h$
$L_{10A}, L_{10B}$	Základní trvanlivost ložiska A, B	$mil. ot.$
$L_{10Ah}, L_{10Bh}$	Základní trvanlivost ložiska A, B v provozních hodinách	$h$
$m_a$	Hmotnost antény	$kg$
$m_c$	Hmotnost celková	$kg$
$m_{led}$	Hmotnost ledu	$kg$
$m_m$	Hmotnost mezikusu	$kg$
$m_{ma}$	Hmotnost mezikusu anténního	$kg$
$m_p$	Hmotnost přijímače	$kg$



$m_s$	Hmotnost stožáru	$kg$
$m_{sm}$	Hmotnost spojovacího materiálu	$kg$
$M$	Klopný moment	$N \cdot m$
$M_k$	Krouticí moment se započtením dynamického součinitele	$N \cdot m$
$M_{k1}$	Krouticí moment elektromotoru	$N \cdot m$
$M_{k2}$	Krouticí moment převodovky	$N \cdot m$
$M_{k3}$	Krouticí moment na hlavním ložisku	$N \cdot m$
$M_{kMAX}$	Maximální moment se započtením dynamického součinitele	$N \cdot m$
$M_{k2MAX}$	Krouticí moment převodovky maximální	$N \cdot m$
$M_{k3MAX}$	Krouticí moment na hlavním ložisku maximální	$N \cdot m$
$M_{MAX}$	Maximální moment (moment zvratu)	$N \cdot m$
$M_n$	Jmenovitý moment elektromotoru	$N \cdot m$
$M_{oxzAA}$	Ohybový moment v průřezu A-A roviny x-z	$N \cdot m$
$M_{oxzBB}$	Ohybový moment v průřezu B-B roviny x-z	$N \cdot m$
$M_{oyzAA}$	Ohybový moment v průřezu A-A roviny y-z	$N \cdot m$
$M_{oyzBB}$	Ohybový moment v průřezu B-B roviny y-z	$N \cdot m$
$M_{oAA}, M_{oBB}$	Ohybový moment výsledný v průřezu A-A, B-B	$N \cdot m$
$M_{teor}$	Krouticí moment teoretický	$N \cdot m$
$M'$	Ekvivalentní klopný moment	$N \cdot m$
$n$	Jmenovité otáčky elektromotoru	$min^{-1}$
$n_{vz}$	Konstanta charakterizující způsob uložení prutu	—
$n_1$	Otáčky elektromotoru	$min^{-1}$
$n_2$	Otáčky převodovky	$min^{-1}$
$n_3$	Otáčky hlavního ložiska	$min^{-1}$
$p$	Tlak	$MPa$
$p_D$	Tlak dovolený	$MPa$
$P$	Jmenovitý výkon elektromotoru	$W$
$P_u$	Mezní únavové zatížení	$N$
$P_A$	Ekvivalentní dynamické zatížení ložisko A	$N$
$P_B$	Ekvivalentní dynamické zatížení ložisko B	$N$
$P_O$	Ekvivalentní dynamické zatížení otoče	$N$
$P_1$	Výkon elektromotoru	$W$

$P_2$	Výkon v převodovce	$W$
$P_3$	Výkon na hlavním ložisku	$W$
$P'$	Potřebný výkon	$W$
$R_e$	Mez kluzu	$MPa$
$R_{e14220}$	Mez kluzu materiálu 14 220	$MPa$
$R_m$	Mez pevnosti	$MPa$
$R_{vA}, R_{vB}$	Výsledná radiální reakce v podporách A, B	$N$
$R_{xzA}, R_{xzB}$	Reakce radiální v podporách hřídele A, B v rovině x-z	$N$
$R_{xzBax}$	Reakce axiální v podpoře B v rovině x-z	$N$
$R_{yzA}, R_{yzB}$	Reakce radiální v podporách hřídele A, B v rovině y-z	$N$
$R_{yzBax}$	Reakce axiální v podpoře B v rovině y-z	$N$
$s_o$	Součinitel statické bezpečnosti podle PSL a.s.	—
$S$	Plocha průřezu	$mm^2$
$S_F$	Bezpečnost v ohybu	—
$S_H$	Bezpečnost v dotyku	—
$t$	Hloubka drážky v hřídeli	$mm$
$t_r$	Čas rozběhu	$s$
$t_1$	Hloubka drážky v náboji	$mm$
$W_k$	Modul průřezu v krutu	$mm^3$
$Y_A, Y_B$	Koeficient axiálního dynamického zatížení	—
$\alpha_n$	Úhel záběru	$^\circ$
$\alpha_{\sigma AA}, \alpha_{\sigma BB}$	Tvarový součinitel v průřezu A-A, B-B namáhání na ohyb	—
$\alpha_{\tau AA}, \alpha_{\tau BB}$	Tvarový součinitel v průřezu A-A, B-B namáhání na krut	—
$\beta_{oAA}, \beta_{oBB}$	Vrubový součinitel v průřezu A-A, B-B	—
$\delta_D$	Dovolený průhyb hřídele v místě uložení ozubeného kola	$mm$
$\varepsilon$	Úhlové zrychlení	$rad/s^2$
$\eta_c$	Součinitel vlivu úrovně znečištění v ložisku	—
$\eta_{co}$	Součinitel vrubové citlivosti	—
$\eta_p$	Účinnost převodovky	—
$\eta_s$	Účinnost ozubeného převodu	—
$\kappa$	Viskozní poměr	—

$\lambda$	Štíhlostní poměr prutu	—
$\lambda_m$	Mezní štíhlostní poměr	—
$\nu$	Skutečná provozní viskozita maziva	$mm^2/s$
$\nu_1$	Teoretická viskozita zaručující dobré mazání	$mm^2/s$
$\rho$	Poloměr zaoblení	$mm$
$\sigma_{aoAA}$	Amplituda napětí v průřezu A-A, B-B	$MPa$
$\sigma_{aoBB}$	Amplituda napětí v průřezu A-A, B-B	$MPa$
$\sigma_{co14220}$	Mez únavy v ohybu oceli 14 220	$MPa$
$\sigma_{coAA14220}^*$	Mez únavy skutečné součásti v průřezu A-A	$MPa$
$\sigma_{coBB14220}^*$	Mez únavy skutečné součásti v průřezu B-B	$MPa$
$\sigma_{D,t}$	Napětí dovolené	$MPa$
$\sigma_{redAA}$	Redukované napětí v průřezu A-A	$MPa$
$\sigma_{redBB}$	Redukované napětí v průřezu B-B	$MPa$
$\sigma_{soAA}, \sigma_{soBB}$	Ohybové napětí v průřezu A-A, B-B	$MPa$
$\sigma_u$	Mez úměrnosti materiálu	$MPa$
$\tau$	Smykové napětí	$MPa$
$\tau_{D,krut}$	Napětí dovolené v krutu	$MPa$
$\tau_{sAA}, \tau_{sBB}$	Smykové napětí v průřezu A-A, B-B	$MPa$
$\varphi_D$	Dovolené natočení ozubeného kola	°
$\varphi_{LD}$	Dovolené natočení kuželíkových ložisek	°
$\omega, \omega_1$	Úhlová rychlost	$rad/s$

## Úvod

Radarové zařízení v letovém provozu slouží k lokalizaci letícího objektu ve vzdušném prostoru v dosahu daného radaru. Použitím takového zařízení dochází k minimalizaci kolizí v letecké dopravě.

Cílem práce je konstrukční návrh pohonu otoče aktivního radaru, který musí splňovat předepsané požadavky. Provozní otáčky mechanismu 15 ot/min při nepříznivých klimatických podmínkách. Rychlost větru do 50 m/s a teplotní rozsah  $-40^{\circ}\text{C}$  až  $50^{\circ}\text{C}$ . Nosnost otoče 850 kg.

Klimatické podmínky ovlivňují konstrukci z hlediska pevnosti, zatížení antény vlivem nepříznivých podmínek kolísá. Tyto podmínky jsou nahodilým přírodním jevem a je nutné nastudovat problematiku nahlédnutím do meteorologických záznamů pro letištní radiolokátory.

V případě servisního zásahu musí mechanismus umožňovat výměnu jednoho z motorů za chodu a výměnu otoče bez demontáže antény. Případné servisní zásahy mohou být ekonomicky náročné, protože záleží na dostupnosti radaru vzhledem k jeho zeměpisné poloze. Například v případě, kdy by se musela anténa demontovat pomocí jeřábu v těžko dostupných oblastech.



# 1 Přehled současného stavu

Radar „Radio Detection And Ranging“. V překladu „Rádiové odhalování a určování vzdálenosti“. Již z názvu vyplývá funkce a použití radarů.

Radary neboli radiolokátory jsou důležitá technická zařízení. Zajišťují, jak bezpečnost letového provozu v civilní dopravě, tak i bezpečnost státu. Právě vojenské účely nejvíce ovlivnily vývoj radarů. Největší vývoj byl zaznamenán příchodem 2. světové války.

Radiolokátory slouží k získávání informací o letícím objektu prostřednictvím elektromagnetických vln. Elektromagnetické vlny jsou vysílány z anténního systému do vzdušného prostoru, kde se odrazí od objektu nacházejícího se v daném dosahu radarového zařízení. Informacemi se rozumí poloha objektu v prostoru a jeho parametry, jako je směr a rychlost.

Radarové systémy musí splňovat přísné normy a předpisy, které zahrnují požadavky na spolehlivost a dostupnost radiolokátoru.

Velmi důležitá je také ochrana částí celého systému z důvodu pracovních podmínek v nepříznivých klimatických podmínkách. Povrchové úpravy součástí, ochranné nástríky a nátěrové hmoty.

## 1.1 Rozdělení radarů

### Aktivní radary

Aktivní radiolokátor vykonává rotační pohyb kolem svislé osy. Zdrojem pohybu je elektromotor s převodovkou. Přenos točivého momentu z převodovky na anténu zajišťuje převod ozubenými koly.

### Primární přehledový radar

Primární radary (Obr. 1) se skládají z vysílače, který generuje signál elektromagnetických vln. Anténa zajišťuje vysílání signálu do prostoru. Signál se v prostoru odrazí od objektu, který se nachází v dosahu radarového zařízení. Anténa přijímá odražený signál a přijímač přijatý signál upraví. Signálový procesor vyhodnocuje parametry objektů, jejich rychlost, polohu a směr. Získané údaje se zpracují lokálně nebo se dále předávají do multiradarové sítě.



Obr. 1 - Primární přehledový radar [25]

### **Sekundární přehledový radar**

Sekundární radary (Obr. 2) generují a vysílají elektromagnetické vlny, ale místo odražené vlny přijímají signál vyslaný odpovídačem, který je umístěn ve sledovaném objektu. Sekundární radar je často používán jako doplněk radarů primárních. Lze tedy kombinovat primární a sekundární radary. Anténa sekundárního radaru se umístí nad anténu primárního. Na rozdíl od primárních radarů mají sekundární radary příznivější výkonovou bilanci a větší dosah.



Obr. 2 - Sekundární přehledový radar [23]

## **Pasivní radary**

Pasivní radar nevyužívá otáčivého pohybu antény. Anténa nebo satelit jsou nastaveny do přesné polohy. Nastavení je prováděno u radarů menších rozměrů ručně, u rozměrově větších mechanicky.

Zpracovávají signály generované a vyslané jiným objektem. Zdrojem těchto signálů mohou být mobilní telefony nebo jiná elektronická zařízení. Není tedy nutná vlastní vysílací frekvence. Provozem nezatěžují okolí elektromagnetickými vlnami.

## **Pasivní radiolokační systém SSD**

Stanice SSD (Obr. 3) tvoří součást systému radioelektronického průzkumu a monitorování radioelektronických signálů. Stanice se skládá z anténní jednotky umístěné na kolovém podvozku a vyhodnocovací části, která je skryta v karoserii automobilu.



Obr. 3 - Pasivní radiolokační systém [26]

## **Pasivní systémy PRP-1 KOPÁČ, RAMONA, TAMARA, VĚRA**

Československo patřilo ve výrobě pasivních systémů ke světové špičce. PRP-1 KOPÁČ položil základy velmi úspěšného systému používaného českou armádou. Druhá generace této techniky byla známá jako RAMONA, třetí generace TAMARA (Obr. 4) a čtvrtá generace VĚRA. Čtvrtá generace je používána AČR dodnes.

Třetí generace TAMARA se vyznačovala vysokým stupněm automatizace, vysokou mobilností a odolností konstrukce. Komplet pasivního systému TAMARA tvoří osm terénních vozidel TATRA-815. Příjímací systém je umístěn ve válci, který je na vrcholu teleskopicky výsuvného stožáru. Maximálně vysunutý stožár má 25 metrů.



Obr. 4 - Pasivní systém TAMARA [24]



## 2 Návrh konstrukčního řešení

Mechanismus pohonu otoče radaru (Obr. 5) se skládá z pohonného ústrojí a komplikovaných nosných svařenců. Pohonné ústrojí tvoří většinou dodávané prvky. Nosné prvky je nutno přesně vyrobit.



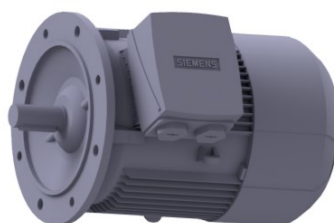
Obr. 5 - Konstrukční řešení mechanismu

### 2.1 Nakupované součásti

#### **Elektromotor**

Elektromotory byly zvoleny třífázové asynchronní s kotvou na krátko 1LE1002-1BB22-2FH5-Z od výrobce Siemens (Obr. 6). Motor byl nakonfigurován přes software společnosti Siemens. Motor je upraven podle požadovaných specifikací, jako

je snižená hladina vibrací, zesílená ložiska a jiné. Elektromotory mechanismu jsou napájeny přes frekvenční měniče, které umožňují plynulou změnu otáček a vyhlazují charakteristiku elektromotoru. Každý z frekvenčních měničů ovládá jeden ze dvou asynchronních motorů. Měníče zajišťují plynulý rozběh a doběh motorů. K měničům jsou připojeny brzdné rezistory, které konvertují při brždění přebytečnou energii z motorů na teplo. Měníče jsou zapojeny v režimu „MASTER a SLAVE“. Pokud na jednom z měničů dojde k poruše, je jeden motor vyřazen, ale druhý měnič je schopen dalšího plynulého provozu bez nutnosti zastavení.



Obr. 6 - Elektromotor 1LE1002-1BB22-2FH5-Z

### **Elektromagnetická spojka**

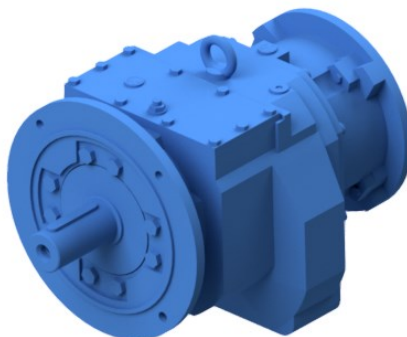
Elektromagnetická lamelová spojka přenáší točivý moment třením lamel, které jsou osově stlačovány respektive uvolňovány působením elektromagnetu. Vzhledem k velikosti přenášených točivých momentů mají velmi malé rozměry. Jsou charakterizovány rychlým vzrůstem momentu na jmenovitou hodnotu a malým zbytkovým momentem po vypnutí. Elektricky řazené spojky proto rychle reagují na impuls a tím zvyšují přesnost a výkon zařízení. Spojka ELK10 (Obr. 7) byla vybrána od výrobce PSP Pohony a.s. a slouží k odpojení přenosu točivého momentu směřujícího od elektromotoru do převodovky. To umožňuje montáž i demontáž motoru při chodu zařízení. K odpojení může dojít dálkově pomocí dálkového ovládání. Spojka je zabudována do samonosné skříně. Skříň má z každé strany přírubu pro připojení elektromotoru a převodovky pomocí šroubů.



Obr. 7 - Elektromagnetická spojka ELK10 [21]

## **Převodovka**

Byla zvolena dvoustupňová čelní převodovka Siemens Z89-4K-112 (Obr. 8), která slouží k redukci otáček elektromotoru. Převodovka je osazena přírubou, pomocí které se spojí s krytem axiální čepové spojky BKN200 pomocí šroubů. Z druhé strany se napojí elektromagnetická lamelová spojka ELK10 rovněž pomocí šroubů.



Obr. 8 - Převodovka Z89-4K-112

## **Axiální čepová spojka**

Axiální čepová spojka umožňuje eliminovat odchylky v souvislosti spojovaných částí mechanismu a dynamicky zabezpečuje mechanismus tlumením rázů při přenosu krouticího momentu. Hnací a hnaný člen tvoří kotouč tvaru příruby, ve kterém jsou střídavé otvory pro unášecí čepy a pouzdra. Krouticí moment je přenášen sudým počtem nekovových pouzder. Spojka je k dispozici u výrobce Kovo Brno. Typové označení spojky BKN 200 (Obr. 9).



Obr. 9 - Axiální čepová spojka BKN 200

## **Hlavní ložisko**

Hlavní velkorozměrová otočná ložiska – „otoče“ jsou ložiska, která mohou přenášet kombinované zatížení – axiální, radiální a klopný moment. Jsou opatřeny upevňovacími

dírami a těsněním. Ložisko může být opatřeno vnějším i vnitřním ozubením. V tomto případě je použito ložisko s vnějším ozubením. Slouží jako základna otáčivého pohybu antény.

Označení válečkového ložiska 9E-1Z25-0575-1044 (Obr. 10). Ložisko je k vaně uchyceno přes vnitřní věnec 35 šrouby o velikosti M16 a vnější věnec ložiska nese mezikus. Základní údaje o ložisku včetně zobrazení v řezu viz příloha D.



Obr. 10 - Velkorozměrové ložisko

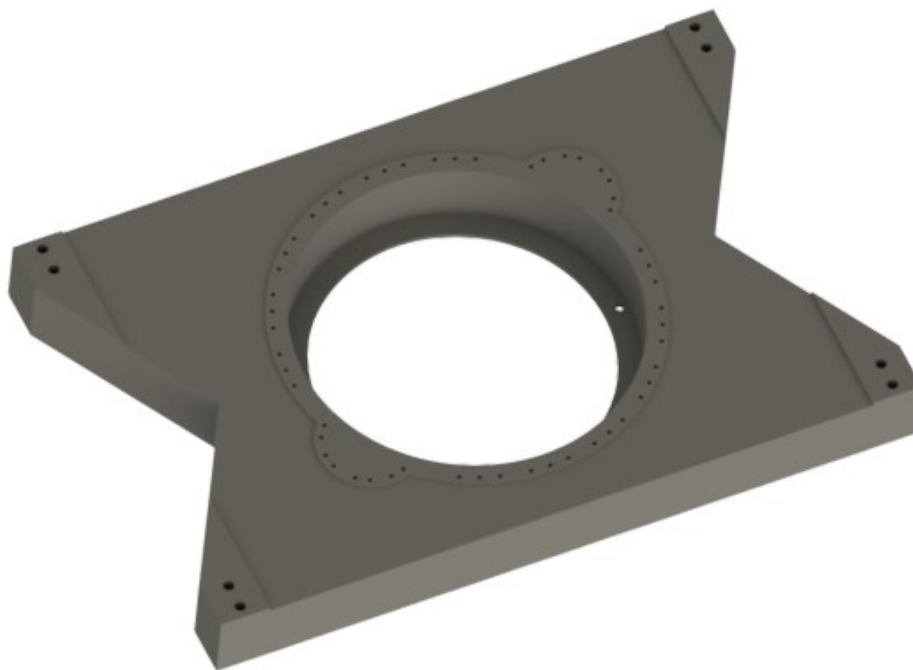
## 2.2 Vyráběné součásti

Nejnáročnější pro výrobu jsou jednoznačně níže uvedené díly, tedy těleso MZP a vana. Proto jejich návrhu a optimalizaci výroby musí být věnována mimořádná pozornost. Jedná se o rozměrné a komplikované svařence s následným přesným opracováním. Základní a nejdůležitější operací pro obrábění bude přesné ustavení a rozměření dílů při upínání. Po svaření musí být svařence žihány na odstranění vnitřního pnutí.

### **Těleso mechanismu základního pohybu**

Těleso mechanismu základního pohybu (těleso MZP) je motýlkového tvaru (Obr. 11). Tvoří ho svařenec skříňové konstrukce vyrobené z ocelových plátů z konstrukční oceli a zároveň je nosnou částí pro uložení vany s převodovými prvky. Umožňuje upevnění ke čtyřem podstavám ve vrcholech obdélníkové základny pomocí osmi šroubů. Součástí tělesa bude otvor pro přívod oleje.

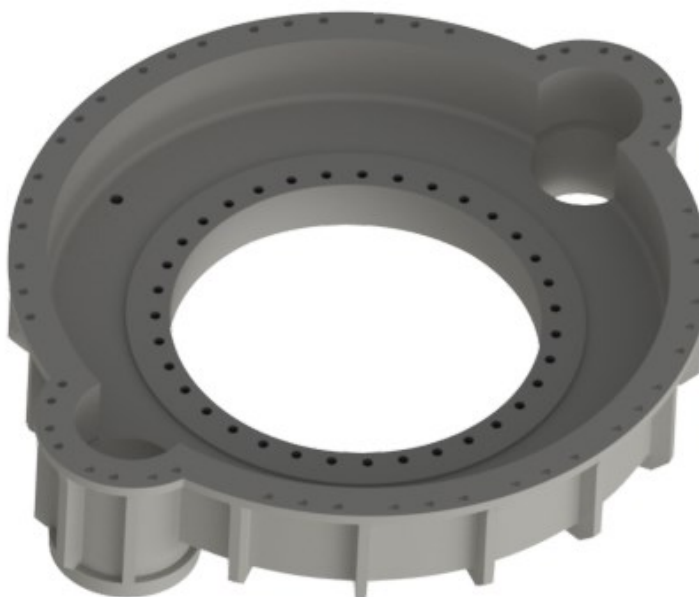




Obr. 11 - Těleso MZP

### **Vana**

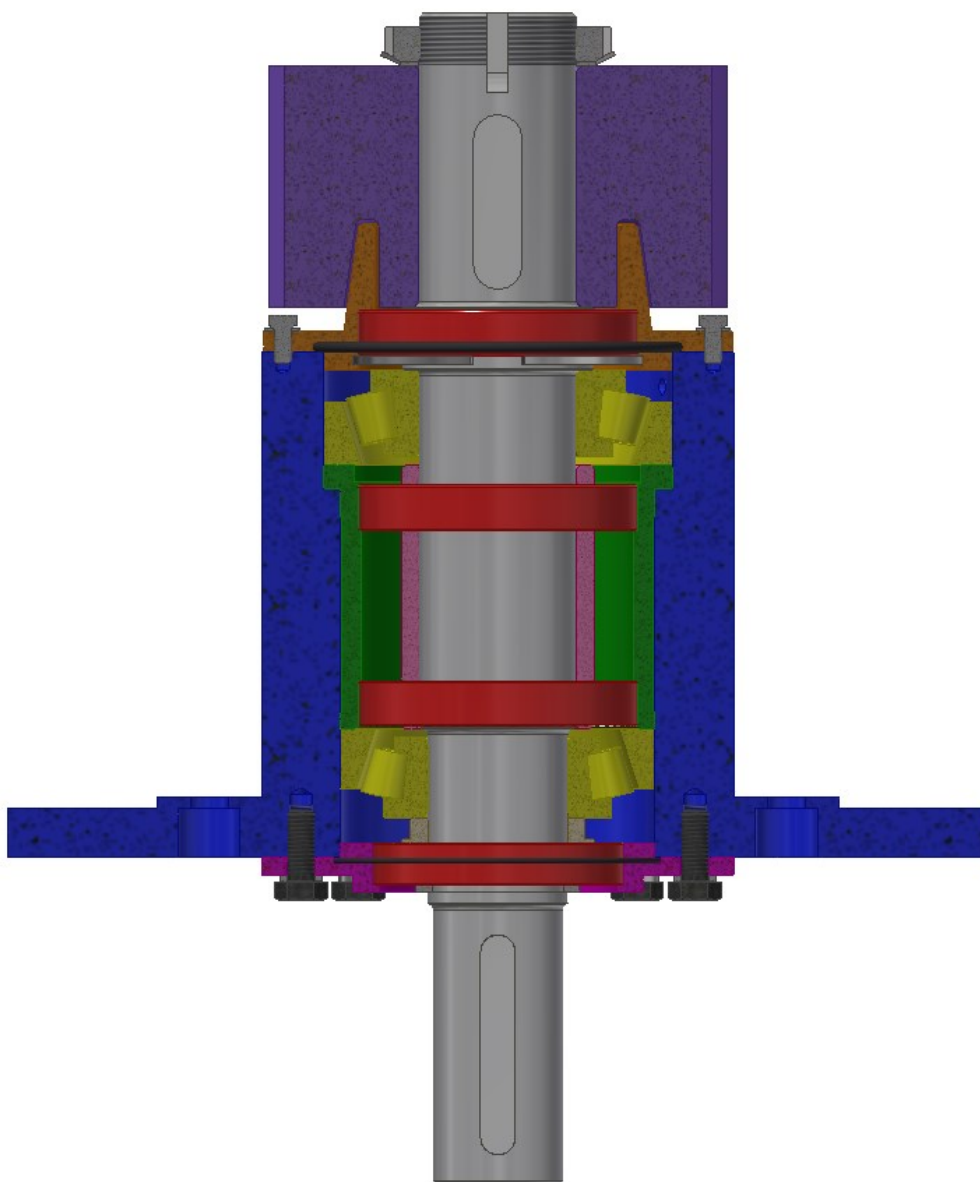
Vana (Obr. 12) je masivní svařenec z plechů a stočených profilů z konstrukční oceli. Po obvodě vany je 52 závitů velikosti M12 pro přišroubování k tělesu MZP. Prostor musí být dokonale utěsněn, aby nedošlo k unikání oleje z prostorů vany. Na vanu se montují veškeré pohonné komponenty od elektromotoru po hřídel s pastorkem, včetně hlavního ložiska. Svařenec vany obsahuje otvory pro vypouštění oleje v případě potřeby servisního zásahu.



Obr. 12 - Vana

## Hnací set

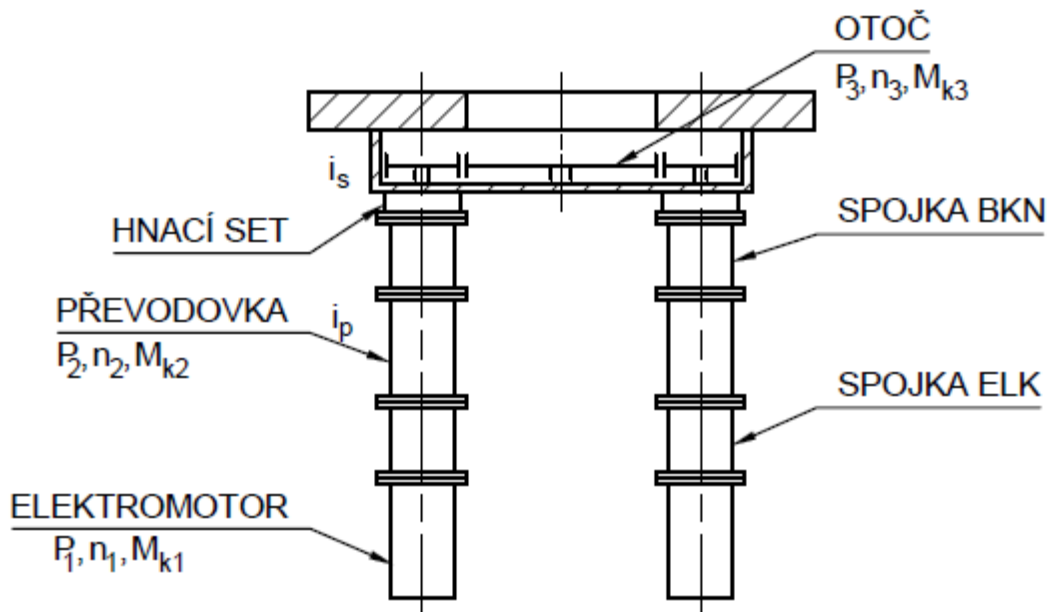
Uložení pastorku (Obr. 13) tvoří samostatný montážní celek, který se po kompletaci zasune do tělesa vany a pojistí šrouby. Pastorek je přitažen KM maticí na hřídeli, na který je krouticí moment přenášen pomocí těsného pera. Hřídel je uložena v kuželíkových ložiskách. Ty jsou mazány tukem, který je k ložiskům vtlačován mazacími otvory. Otvory jsou vyvrtány v tělese vnějšího pouzdra. Těsnicí kroužky brání vnikání nečistot do prostoru ložisek a také úniku mazacího tuku. Příruba je z části zasunuta do drážky v pastorku a pojištěna šrouby k vnějšímu pouzdru, to zabraňuje vnikání nečistot do prostoru mezi hřídelí a těsnicími kroužky. Dochází ke zvýšení životnosti těsnících kroužků.



Obr. 13 - Hnací set pastorku

### 3 Výpočty hlavních dílů

Navrhovaný pohon radaru musí být naprosto spolehlivý vzhledem k významu pro bezpečnost dopravy nebo obrany státu. Pro splnění funkčnosti, bezpečnosti a spolehlivosti je nutné provést řadu kontrolních výpočtů.



Obr. 14 - Schéma výkonů, otáček a krouticích momentů

#### 3.1 Potřebný výkon elektromotoru

Volba parametrů pro výpočet potřebného výkonu  $P'$ . Pro výpočet je nutné znát následující hodnoty. Čas potřebný k rozběhu  $t_r = 0,5 \text{ s}$ . Provozní otáčky antény ze zadání  $n_3 = 15 \text{ min}^{-1}$ . Provozní charakteristiku zařízení – nepřetržitý chod. Anténa se musí otáčet i v případě výpadku jednoho motoru, kdy druhý motor musí samostatně udržovat anténu v provozu.

Úhlová rychlost provozní

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_3}{60} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{15}{60} = 1,57 \text{ rad/s} \quad (1)$$

Úhlové zrychlení při rozjezdu

$$\varepsilon = \frac{\omega}{t_r} = \frac{1,57}{0,5} = 3,14 \text{ rad/s}^2 \quad (2)$$

### Teoretický krouticí moment

Pro výpočet teoretického krouticího momentu musí být stanoven výsledný hmotový moment setrvačnosti antény a ostatních rotujících dílů. Tato teoretická hodnota momentu setrvačnosti je pro prvotní výpočet odhadována  $J_V' = 798 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ . Odhad proveden ze zkušeností předešlých aplikací firmou.

$$M_{teor} = J_V' \cdot \varepsilon = 798 \cdot 3,14 = 2505,7 \text{ Nm} \quad (3)$$

### Potřebný výkon

$$P' = M_{teor} \cdot \omega = 2505,7 \cdot 1,57 = 3934 \text{ W} \quad (4)$$

Dle výsledné hodnoty potřebného výkonu byl zvolen motor o výkonu  $4 \text{ kW}$  společnosti Siemens.

## 3.2 Výkony, otáčky a krouticí momenty

Vstupní parametry jsou parametry elektromotoru, převodovky a ozubeného převodu. Elektromotor 1LE1002-1BB22-2FH5-Z o výkonu  $P = 4 \text{ kW}$  při otáčkách  $n = 1435 \text{ min}^{-1}$ . Převodový poměr převodovky  $i_p = 15,66$  a účinnost  $\eta_p = 0,96$ . Převodový poměr soukolí otoče  $i_s = 6$  a účinnost soukolí  $\eta_s = 0,95$ . Dané jsou otáčky otoče  $n_3 = 15 \text{ min}^{-1}$ .

$$n_1 = n_3 \cdot i_p \cdot i_s = 15 \cdot 15,66 \cdot 6 = 1409,6 \text{ min}^{-1} \quad (5)$$

$$M_n = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 4000}{2 \cdot \pi \cdot 1435} = 26,6 \text{ Nm} \quad (6)$$

Dle jmenovitého momentu  $M_n$  se vypočte hodnota krouticího momentu  $M_{k1}$  pro otáčky  $n_1$  z charakteristiky elektromotoru viz příloha A (Obr. 1). Výsledná hodnota krouticího momentu  $M_{k1} = 27,1 \text{ Nm}$  příloha A rovnice (4). S tímto krouticím momentem a otáčkami se vypočte motorický výkon  $P_1$  a další parametry pohonu.

$$P_1 = M_{k1} \cdot \omega_1 = 27,1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1409,4}{60} = 3999,7 \text{ W} \quad (7)$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_p = 3999,7 \cdot 0,96 = 3839,7 \text{ W} \quad (8)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_p} = \frac{1409,4}{15,66} = 90 \text{ min}^{-1} \quad (9)$$

$$M_{k2} = \frac{60 \cdot P_2}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{60 \cdot 3839,7}{2 \cdot \pi \cdot 90} = 407,4 \text{ Nm} \quad (10)$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_s = 3839,7 \cdot 0,95 = 3647,7 \text{ W} \quad (11)$$

$$M_{k3} = \frac{60 \cdot P_3}{2 \cdot \pi \cdot n_3} = \frac{60 \cdot 3647,7}{2 \cdot \pi \cdot 15} = 2322,2 \text{ Nm} \quad (12)$$

Maximální krouticí moment

Poměrný moment zvratu je dán poměrem maximálního momentu a jmenovitého momentu viz příloha A (Obr. 1). Tento poměr je uveden v technické příručce elektromotoru viz příloha A (Tab. 1). Je nutné vyjádřit maximální momenty pro další kontrolní výpočty.

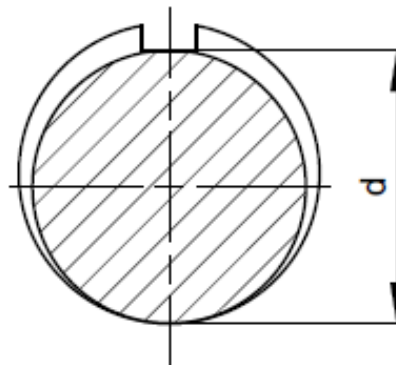
$$\frac{M_{MAX}}{M_n} = 2,9$$

$$M_{k2MAX} = 2,9 \cdot M_{k2} = 2,9 \cdot 407,4 = 1181,5 \text{ Nm} \quad (13)$$

$$M_{k3MAX} = 2,9 \cdot M_{k2} = 2,9 \cdot 2322,2 = 6734,4 \text{ Nm} \quad (14)$$

### 3.3 Stanovení předběžných průměrů hřídelů

Minimální průměr hřídelů se předběžně navrhuje z rovnice namáhání na krut (15). Průměry hřídelů elektromotoru a převodovky nemusí být stanoveny, protože jsou standardně dodávány výrobcem.



Obr. 15 - Výpočtový průměr

#### Hřídel spojky ELK10

Pro návrh hřídele elektromagnetické spojky byl zvolen materiál z oceli 11 500. Mez kluzu oceli  $R_e = 245 \text{ MPa}$  [6]. Jde o spojovací hřídel, která je zatížena pouze krutem. Do výpočtu vstupuje dovolené napětí v krutu  $\tau_{D,krut}$  (18). Toto dovolené napětí se vypočte

z dovoleného napětí v prostém tahu  $\sigma_{D,t}$  (17) dle [4]. Hřídel je zatížena krouticím momentem od elektromotoru  $M_{k1}$ . Volba koeficientu bezpečnosti  $k = 2,5$ .

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \tau_{D,krut} \quad (15)$$

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{D,krut}}} \quad (16)$$

$$\sigma_{D,t} = \frac{R_e}{k} = \frac{245}{2,5} = 98 \text{ MPa} \quad (17)$$

$$\tau_{D,krut} = \frac{\sigma_{D,t}}{2} = \frac{98}{2} = 49 \text{ MPa} \quad (18)$$

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k1}}{\pi \cdot \tau_{D,krut}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 27100}{\pi \cdot 49}} = 14,1 \text{ mm} \quad (19)$$

Z konstrukčního důvodu byl zvolen minimální průměr hřídele elektromagnetické spojky ELK10  $d = 28 \text{ mm}$ .

### Hnací hřídel

Pro návrh hnacího hřídele byl zvolen materiál z oceli 14 220. Mez kluzu oceli  $R_e = 590 \text{ MPa}$  [6]. Dovolené napětí v krutu dle vzorce (18)  $\tau_{D,krut} = 118 \text{ MPa}$ . Zatížení hnací hřídele krouticím momentem  $M_{k2}$  viz vzorec (10).

$$d' \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{k2}}{\pi \cdot \tau_{D,krut}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 407400}{\pi \cdot 118}} = 26 \text{ mm} \quad (20)$$

Z konstrukčních důvodů byl zvolen minimální průměr hnacího hřídele  $d = 37 \text{ mm}$ .

## 3.4 Návrh a kontrola hřídelových per

Pro bezpečný přenos krouticího momentu je nutné provést kontrolní výpočet navržených per. Dovolенý měrný tlak dle [4] pro náboj zhotovený z oceli  $p_D = 150 \text{ MPa}$ .

### Hřídel spojky ELK10

Bylo navrženo pero s rozměry  $b_1 = 8 \text{ mm}$ ,  $h = 7 \text{ mm}$ ,  $t = 4,1 \text{ mm}$ ,  $t_1 = 2,9 \text{ mm}$ . Nejprve byla vypočtena síla působící na pero  $F$  (21), následně dosazena do rovnice pro



výpočet předběžné délky pera (23), která je odvozena rovnice pevnostní kontroly na otláčení (22). Průměr  $d = 28 \text{ mm}$  je navržený průměr hřídele pro spojku ELK10.

$$F = \frac{1000 \cdot M_{k1}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1000 \cdot 27,1}{\frac{28}{2} + \frac{2,9}{2}} = 1754 \text{ N} \quad (21)$$

$$p = \frac{F}{l' \cdot t_1} \leq p_D \quad (22)$$

$$l' \geq \frac{F}{p_D \cdot t_1} = \frac{1754}{150 \cdot 2,9} = 4 \text{ mm} \quad (23)$$

$$l = l' + b_1 = 4 + 8 = 12 \text{ mm} \quad (24)$$

Z konstrukčních důvodů byla zvolena délka pera  $l = 50 \text{ mm}$ . Zvoleno normalizované těsné pero s označením PERO 8e7x7x50 ČSN 02 2562.

### Hnací hřídel

Hnací hřídel přenáší krouticí moment ze spojky BKN200 na hlavní ložisko.

Pro spojení se spojkou BKN200

Bylo navrženo pero s rozměry  $b_1 = 10 \text{ mm}$ ,  $h = 8 \text{ mm}$ ,  $t = 4,7 \text{ mm}$ ,  $t_1 = 3,3 \text{ mm}$ .

$$F = \frac{1000 \cdot M_{k2}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1000 \cdot 407,4}{\frac{37}{2} + \frac{3,3}{2}} = 20218 \text{ N} \quad (25)$$

$$l' \geq \frac{F}{p_D \cdot t_1} = \frac{20218}{150 \cdot 3,3} = 40,8 \text{ mm} \quad (26)$$

$$l = l' + b_1 = 40,8 + 10 = 50,8 \text{ mm} \quad (27)$$

Z konstrukčních důvodů byla zvolena délka pera  $l = 63 \text{ mm}$ . Zvoleno normalizované těsné pero s označením PERO 10e7x8x63 ČSN 02 2562.

Pro spojení s pastorkem

Hnací hřídel přenáší krouticí moment na hlavní ložisko skrze ozubené kolo. Toto ozubené kolo je spojeno s hnací hřídelí pomocí těsného pera. Bylo navrženo pero s rozměry  $b_1 = 14 \text{ mm}$ ,  $h = 9 \text{ mm}$ ,  $t = 5,5 \text{ mm}$ ,  $t_1 = 3,5 \text{ mm}$ .

$$F = \frac{1000 \cdot M_{k2}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1000 \cdot 407,4}{\frac{45}{2} + \frac{3,5}{2}} = 16800 \text{ N} \quad (28)$$

$$l' \geq \frac{F}{p_D \cdot t_1} = \frac{16800}{150 \cdot 3,5} = 32 \text{ mm} \quad (29)$$

$$l = l' + b_1 = 32 + 14 = 46 \text{ mm} \quad (30)$$

Z konstrukčních důvodů byla zvolena délka pera  $l = 50 \text{ mm}$ . Zvoleno normalizované těsné pero s označením PERO 14e7x9x50 ČSN 02 2562.

Je nutné provést kontrolu na otlačení u spojení s pastorkem

Jelikož je v náboji otlačována pouze přímá část boku pera délky  $l'$ , je nutné odečíst od normalizované délky  $l$  šířku pera  $b_1$  dle (31).

$$l' = l - b_1 = 50 - 14 = 36 \text{ mm} \quad (31)$$

$$\frac{F}{l' \cdot t_1} \leq p_D = \frac{16800}{36 \cdot 3,5} \leq 150 \quad (32)$$

$$133,3 \leq 150 \text{ MPa}$$

Zvolené normalizované pero vyhovuje kontrole na otlačení.

### 3.5 Síly působící na anténu a hlavní ložisko

Existují dva stavy mechanismu. Provozní a mimoprovozní stav.

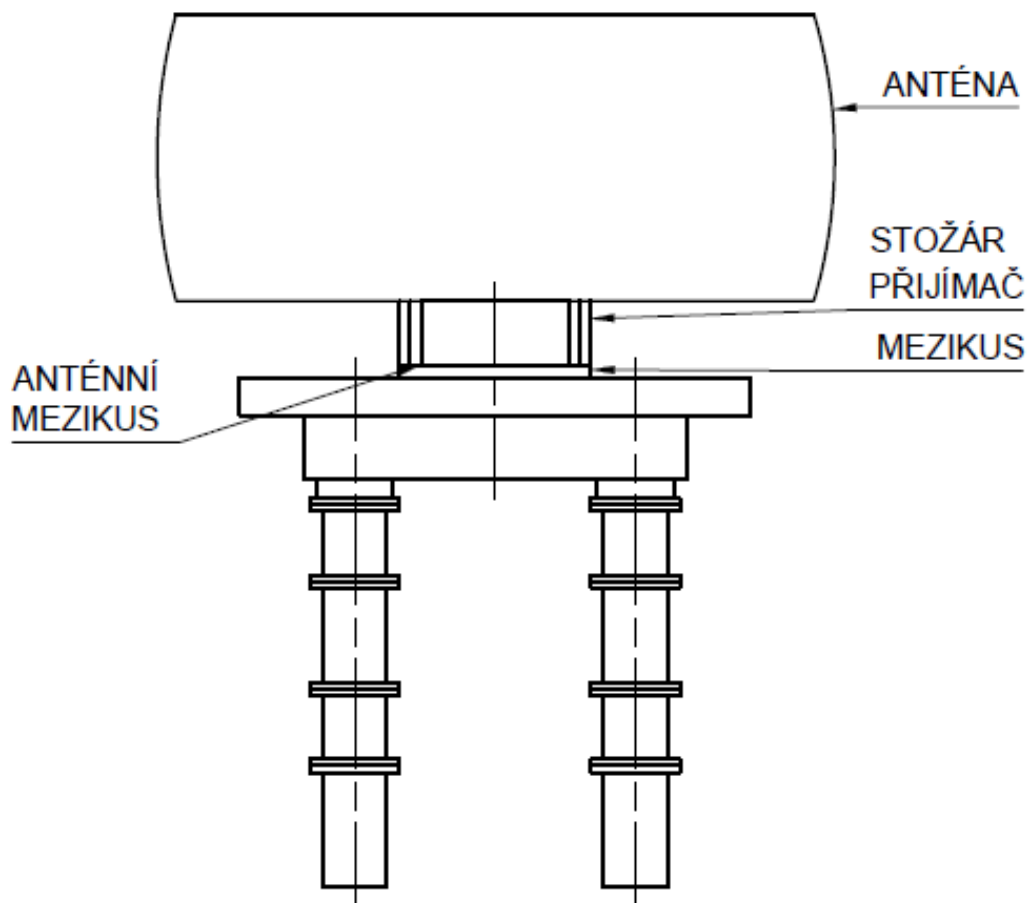
Kritické podmínky pro mimoprovozní stav, kde dochází pouze k samovolnému otáčení antény vlivem větru. Uvažují se velmi extrémní parametry. Rychlost větru  $50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , teplota pod  $-40^\circ\text{C}$  a ledová námraza antény více než  $4 \text{ mm}$ .



Obr. 16 - Rozložení sil na anténě

### Axiální síly na ložisko

Axiální zatížení ložiska je způsobeno hmotností antény dohromady s rotujícími součástmi. Bere se v úvahu hmotnost ledové námrazy. Vypočte se zatěžující síla jednotlivých součástí  $F_i$  (anténa  $m_a = 196,8 \text{ kg}$ , stožár  $m_s = 85,7 \text{ kg}$ , přijímač  $m_p = 17,5 \text{ kg}$ , mezikus anténní  $m_{ma} = 311 \text{ kg}$ , mezikus  $m_m = 150 \text{ kg}$ , spojovací materiál  $m_{sm} = 20 \text{ kg}$  a ledová námraza) dle vzorce (33). Odhad hmotnosti ledové námrazy je  $m_{led} = 120 \text{ kg}$ . Jednotlivé síly se sečtou do celkové axiální síly  $F_A$ .



Obr. 17 - Schéma otáčivých prvků radaru

$$F_i = m_i \cdot g \quad (33)$$

Pro mimoprovozní stav se do axiální síly započítá také ledová námraza.

Tab. 1 - Axiální síly na ložisko

Stav	Axiální síla $F_A[N]$
Provozní	7661,3
Mimoprovozní	8838,5

#### **Radiální síly na ložisko**

Aerodynamickými účinky větru na anténu vzniká na anténě radiální síla  $F_R$  působící na ložisko. Jelikož působíště radiálních sil od antény leží nad úrovní válečků ložiska, vznikají proto také klopné momenty  $M$ , kterými je ložisko rovněž zatíženo. V zimních podmínkách vlivem zaledování antény aerodynamické účinky větru vzrůstají.

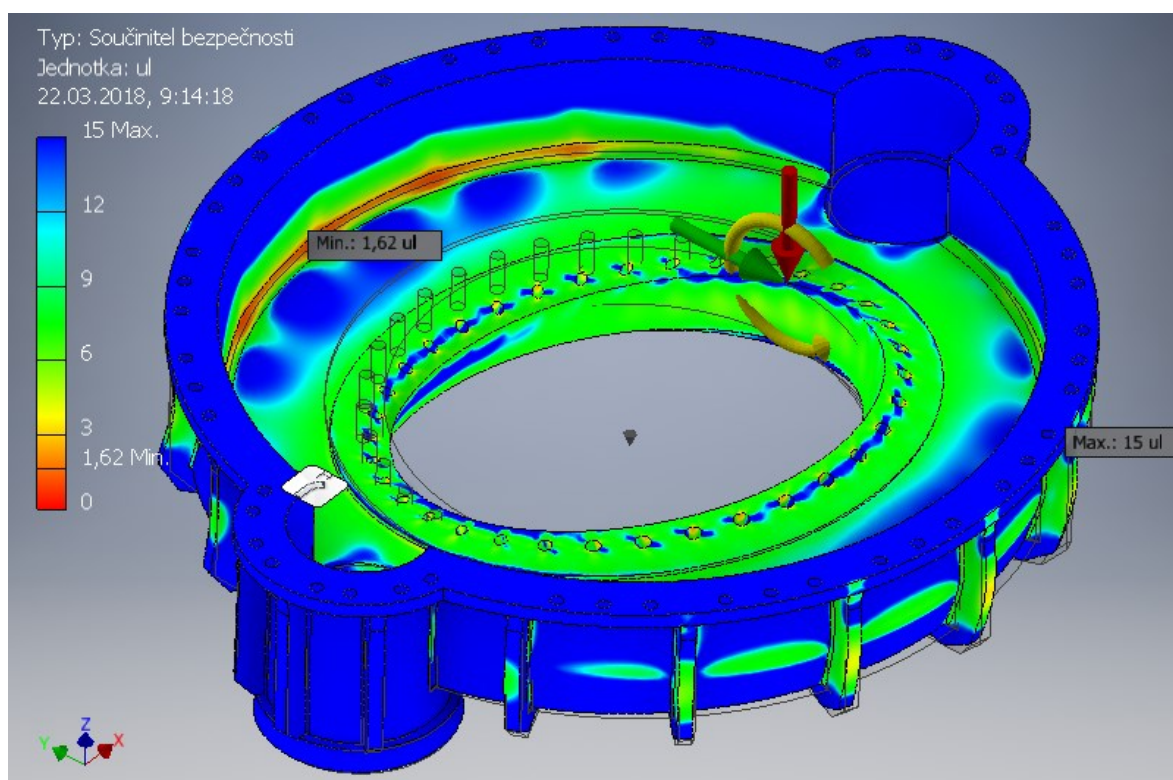
Velikost zatěžujících sil a momentů autor převzal z naměřených hodnot společnosti Ramet a.s. pro zadanou anténu viz Tab. 2.

Tab. 2 - Radiální síly a klopné momenty na ložisko

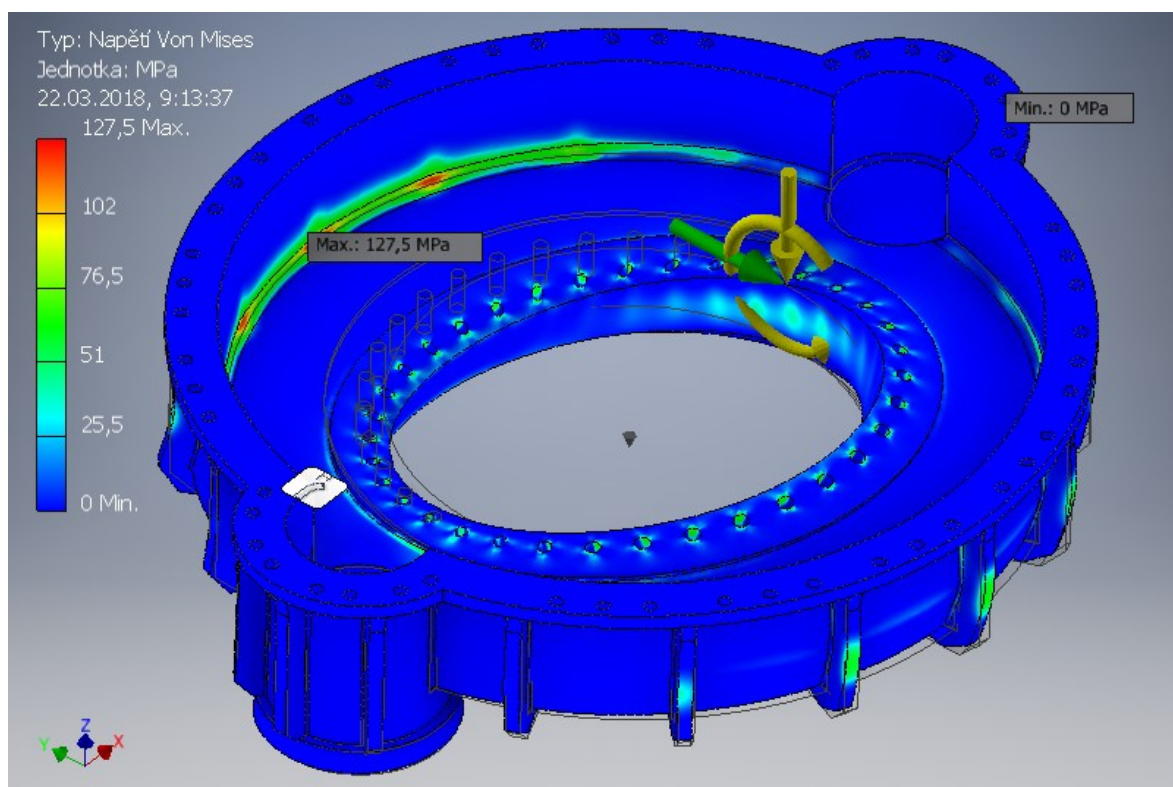
Stav	Radiální síla $F_R[N]$	Klopný moment $M[Nm]$
Provozní	10362	34813
Mimoprovozní	24418	85210

### **3.6 Pevnostní analýza vyráběných součástí**

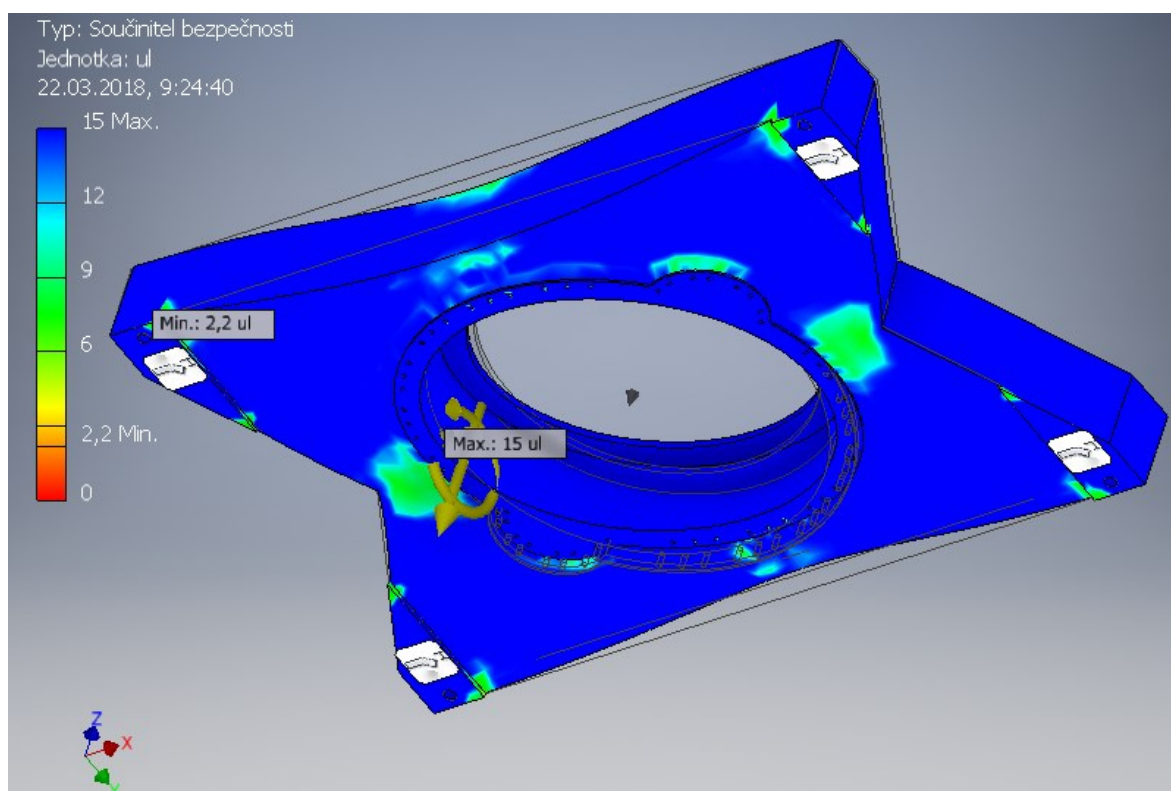
Byla provedena pevnostní kontrola pomocí MKP v programu Autodesk Inventor Professional 2018 [29] z důvodu působení velkého zatížení. Zatížení se přenáší od antény skrze hlavní ložisko do rozměrných svařenců tělesa mechanismu základního pohybu (Obr. 20, 21) a vany (Obr. 18, 19). Na těchto svařencích byla provedena analýza MKP. Požadovaný minimální součinitel bezpečnosti byl zvolen  $k = 1,5$ . Vstupní hodnoty v mimoprovozním stavu pro pevnostní analýzu viz Tab. 1 a Tab. 2.



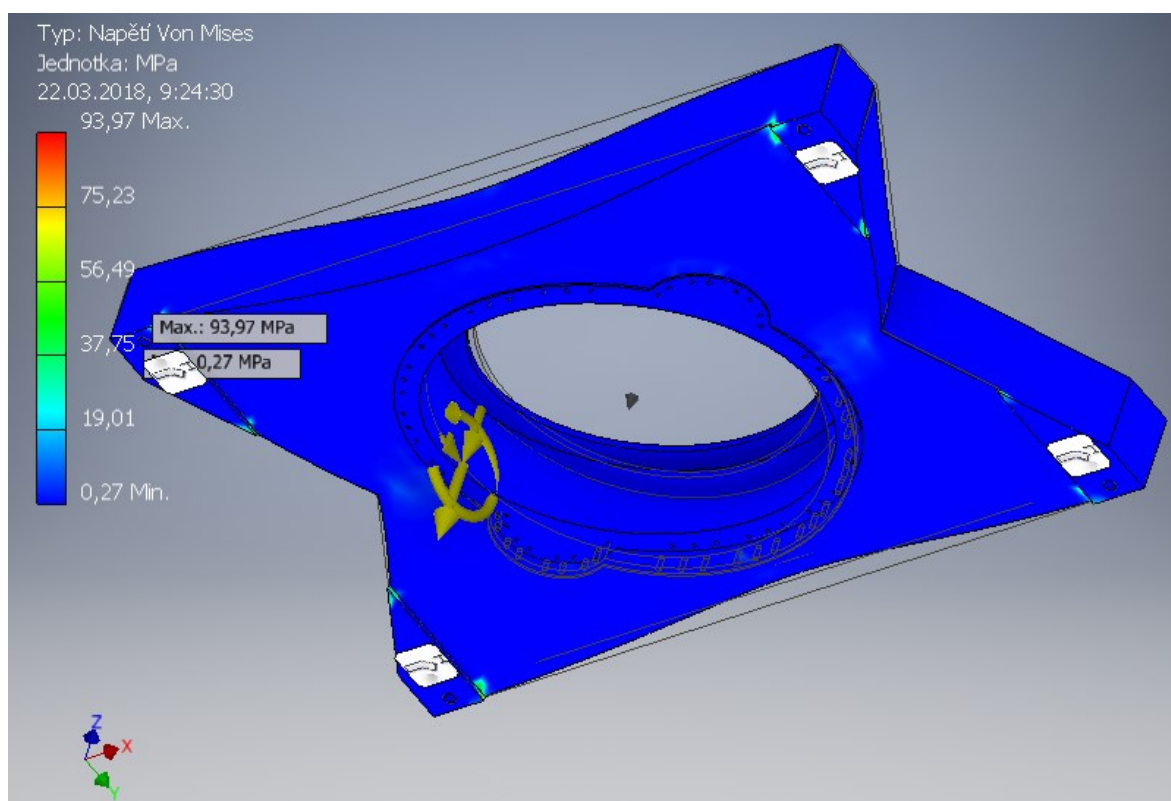
Obr. 18 - MKP vany



Obr. 19 - MKP vany: napětí



Obr. 20 - MKP tělesa MZP



Obr. 21 - MKP tělesa MZP: napětí



Součinitel bezpečnosti vany  $k = 1,62$  a tělesa MZP  $k = 2,2$ . Součinitel bezpečnosti  $k$  je v obou případech větší než požadovaná minimální bezpečnost.

### 3.7 Velkorozměrové ložisko

Bylo navrženo velkorozměrové ložisko – otoč se zkříženými válečky 9E-1Z25-0575-1044 vyráběné firmou PSL.

#### Kontrola únosnosti velkorozměrového ložiska

Ve výpočtu ekvivalentního zatížení vystupují hodnoty axiální, radiální síly a klopného momentu pro mimoprovozní stav (Tab. 1, Tab. 2). Dále pak součinitel statické bezpečnosti dle PSL. Hodnota statické bezpečnosti je  $s_0 = 1,5$  dle [12]. Výpočet je proveden podle postupů firmy PSL [12].

$$F_A' = (F_A + 2,05 \cdot F_R) \cdot s_0 = (8838,5 + 2,05 \cdot 24418) \cdot 1,5 \quad (34)$$

$$F_A' = 88343 \text{ N}$$

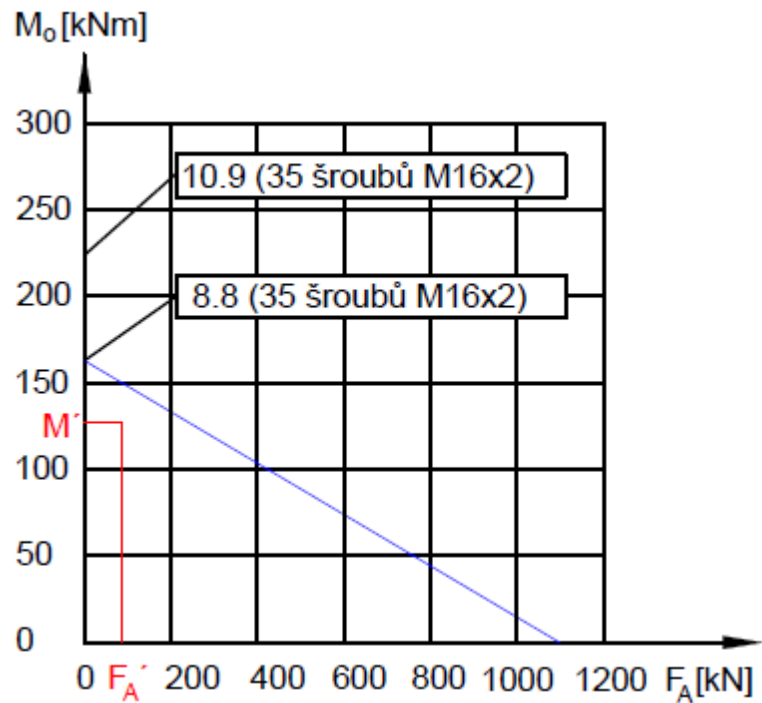
$$M' = M \cdot s_0 = 85210 \cdot 1,5 = 127815 \text{ Nm} \quad (35)$$

Podmínka platnosti

$$0,1 < \frac{F_R}{F_A} < 8 \quad (36)$$

$$0,1 < \frac{24418}{8838,5} = 2,76 < 8$$

Vypočtené ekvivalentní axiální a momentové zatížení bylo zaneseno do grafu únosnosti zvoleného ložiska (Obr. 22). Ekvivalentní zatížení nepřekračuje modrou hranici zakreslenou v grafu (Obr. 22) a to znamená použití 35 šroubů M16x2 třídy pevnosti 8.8.



Obr. 22 - Graf únosnosti otoče [12]

Navržené velkorozměrové ložisko se zkříženými válečky s vnějším ozubením 9E-1Z25-0575-1044 vyhovuje.

#### Vhodnost otoče pro danou aplikaci dle PSL [12]

Pro správné dimenzování ozubení je potřebné znát provozní charakteristiku, způsob mazání, provozní teplotu, jmenovité a maximální obvodové síly a v neposlední řadě údaje o pastorku.

Vhodnost otoče pro danou aplikaci z hlediska dimenzování ozubení je možné posoudit porovnáním skutečných jmenovitých a maximálních obvodových sil s dovolenými obvodovými silami na ozubení.

Jmenovitá obvodová síla

$$F_{TJ} = \frac{2000 \cdot M_{k3}}{d_2} = \frac{2000 \cdot 2322,2}{684} = 6790 \text{ N} \quad (37)$$

$$F_{TJ} \leq F_{TDOV} = 6790 \leq 63000 \text{ N}$$

Maximální obvodová síla

$$F_{TMAX} = \frac{2000 \cdot M_{k3MAX}}{d_2} = \frac{2000 \cdot 6734,4}{684} = 19691 \text{ N} \quad (38)$$

$$F_{TMAX} \leq F_{TMAXDOV} = 19691 \leq 126000 \text{ N}$$

### Trvanlivost otoče

Trvanlivost je vypočítána dle PSL. Parametry pro zvolené ložisko jsou následující. Základní axiální dynamická únosnost  $C_a = 330 \text{ kN}$ , axiální ekvivalentní dynamické zatížení  $P_O = F_A'$  ze vzorce (34).

$$L_{10} = \left( \frac{C_a}{P_O} \right)^p = \left( \frac{330000}{88343} \right)^{\frac{10}{3}} = 98,2 \text{ mil. ot.} \quad (39)$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \cdot L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 15} \cdot 98,2 = 109111 \text{ hod} \quad (40)$$

## 3.8 Ozubený převod

Bylo zvoleno čelní ozubené soukolí s přímými zuby. Při návrhu geometrie ozubení byl použit program KONTROLA GEOMETRIE OZUBENÝCH KOL [27].

Geometrický výpočet ozubení

Zadáni | Míry ozubení | Identifikace | **Vnější** | Vnitřní | Kuželové

**Povinný vstup :**

Normální modul  $m_n$  6.0000 [mm]  
 Počet zubů pastorku  $z_1$  19.0  
 Počet zubů kola  $z_2$  114.0  
 Sklon zubů roztečný  $\beta$  0.0000 [°]  
 Společná šířka zubů  $b$  69 [mm]

**Výpočetní vstup :**

Součet korekcí  $x_\Sigma$  0.871129  
 Korekce pastorku  $x_1$  0.475528  
 Korekce kola  $x_2$  0.395601  
 Osová vzdálenost pracovní  $a$  404.00000 [mm]  
 Úhel záběru pracovní  $\alpha_{wt}$  21.865179 [°]  
 Boční vůle  $j_n$  0.000 [mm]

Nuluj | Rozdělit korekce | Vyr.skluzu  $\beta$  ☐

**Základní profil :**

☒ Standard ☐ Nestandard ☐ Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku  $\hat{z}_{aP1}$  1.0000  
 Poměrná výška hlavy kola  $\hat{z}_{aP2}$  1.0000  
 Poměrná hlavová vůle pastorku  $\hat{c}_{P1}$  0.2500  
 Poměrná hlavová vůle kola  $\hat{c}_{P2}$  0.2500  
 Poměrný rádius paty pastorku  $\hat{\rho}_{fP1}$  0.3800  
 Poměrný rádius paty kola  $\hat{\rho}_{fP2}$  0.3800  
 Úhel profilu  $\alpha_P$  20.0000 [°]

Nástroje

**Nepovinný vstup :**

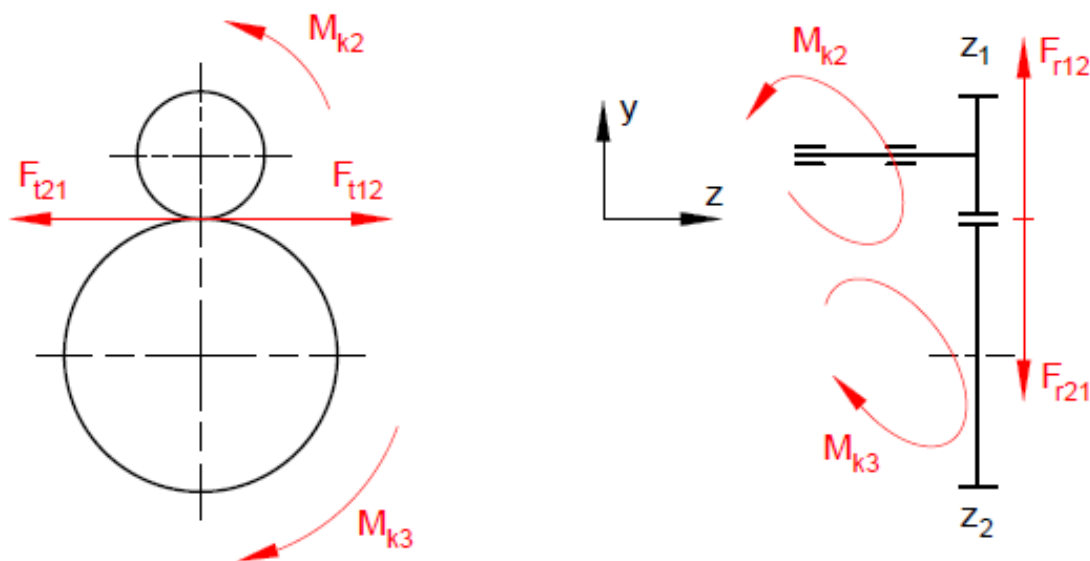
Hlavový průměr pastorku  $d_{a1}$  131.20000 [mm]  
 Hlavový průměr kola  $d_{a2}$  700.30000 [mm]

výpočetní hlavové průměry

Výsledky geom...  
 SOUKOLÍ JE NAPROSTO DOKONALÉ  
 Zpět | Tabulka rozměrů | Help

KOMPLEXNÍ KONTROLA ☒ DEC ☐ DMS Uložit vstupy Načíst vstupy Help Konec

Obr. 23 - Geometrie ozubení [27]



Obr. 24 - Schéma rozložení sil na ozubení

Obvodová síla

$$F_{t1,2} = F_{t2,1} = \frac{2 \cdot M_{k2}}{d_1} = \frac{2 \cdot 407400}{114} = 7147,4 \text{ N} \quad (41)$$

Radiální síla

$$F_{r1,2} = F_{r2,1} = F_{t1,2} \cdot \tan \alpha_n = 7147,4 \cdot \tan 20^\circ = 2601,4 \text{ N} \quad (42)$$

Pevnostní kontrola ozubení byla provedena pomocí programu ISO6336 [28].

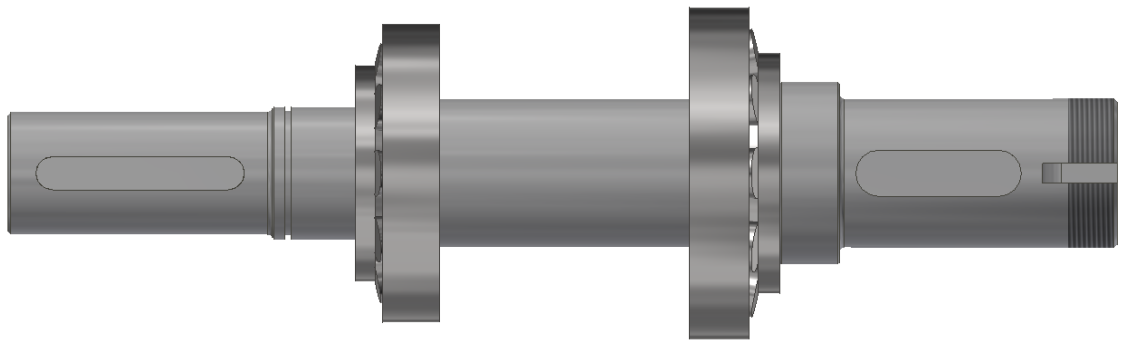
OHYB		Omezení platnosti		DOTYK	
$\sigma_{F1}$	= 388.9	$\sigma_{F2}$	= 424.4	$\sigma_{H1}$	= 1273.5
$\sigma_{FP1}$	= 1096.8	$\sigma_{FP2}$	= 1172.8	$\sigma_{HP1}$	= 1588.4
$S_{F1}$	= 2.820	$S_{F2}$	= 2.763	$S_{H1}$	= 1.247
$\sigma_{FP1 \text{ ref}}$	= 928.5	$\sigma_{FP2 \text{ ref}}$	= 931.3	$\sigma_{HP1 \text{ ref}}$	= 1150.1
$\sigma_{FP1 \text{ stat}}$	= 2707.0	$\sigma_{FP2 \text{ stat}}$	= 2700.4	$\sigma_{HP1 \text{ stat}}$	= 2032.0
$\sigma_{F1 \text{ max}}$	= 388.9	$\sigma_{F2 \text{ max}}$	= 424.4	$\sigma_{H1 \text{ max}}$	= 1273.5
$K_F$	= 1.450	$K_V$	= 1.001	$K_H$	= 1.500
$K_{F\alpha}$	= 1.000	$K_{F\beta}$	= 1.159	$K_{H\alpha}$	= 1.000
$\epsilon_\alpha$	= 1.494	$\epsilon_\beta$	= 0.000	$K_A$	= 1.250
$Y_{DT}$	= 1.000	$Y_\beta$	= 1.000	$Z_\epsilon$	= 0.914
$Y_{F1}$	= 1.217	$Y_{F2}$	= 1.352	$Z_E$	= 189.8
$Y_{S1}$	= 2.238	$Y_{S2}$	= 2.232	$Z_H$	= 2.376
$Y_{Sg1}$	= 2.238	$Y_{Sg2}$	= 2.232	$Z_B$	= 1.026
$Y_{B1}$	= 1.000	$Y_{B2}$	= 1.000	$Z_D$	= 1.000
$Y_{N1}$	= 1.181	$Y_{N2}$	= 1.259	$Z_{N1}$	= 1.381
$Y_{\delta \text{ rel T1}}$	= 1.019	$Y_{\delta \text{ rel T2}}$	= 1.027	$Z_{N2}$	= 1.441
$Y_{R \text{ rel T1}}$	= 0.964	$Y_{R \text{ rel T2}}$	= 0.967	$Z_{W1}$	= 1.000
$Y_{X1}$	= 0.992	$Y_{X2}$	= 0.993	$Z_{W2}$	= 1.000
				$Z_L$	= 1.000
				$Z_V$	= 0.983
				$Z_R$	= 0.995

Obr. 25 - Pevnostní kontrola ozubení [28]

Doporučená minimální bezpečnost v ohybu  $S_F = 1,4$  a v dotyku  $S_H = 1,2$ . Výsledné hodnoty dílčích bezpečností (Obr. 25)  $S_{F1}, S_{F2}, S_{H1}, S_{H2}$  splňují kritérium minimální bezpečnosti.

### 3.9 Hnací hřídel

Na hřídeli je nutné stanovit reakce, průběhy ohybových a krouticích momentů. Tyto parametry slouží při výpočtech dynamické a statické bezpečnosti. Součástí kontroly hřídele je i kontrola průhybu a natočení.



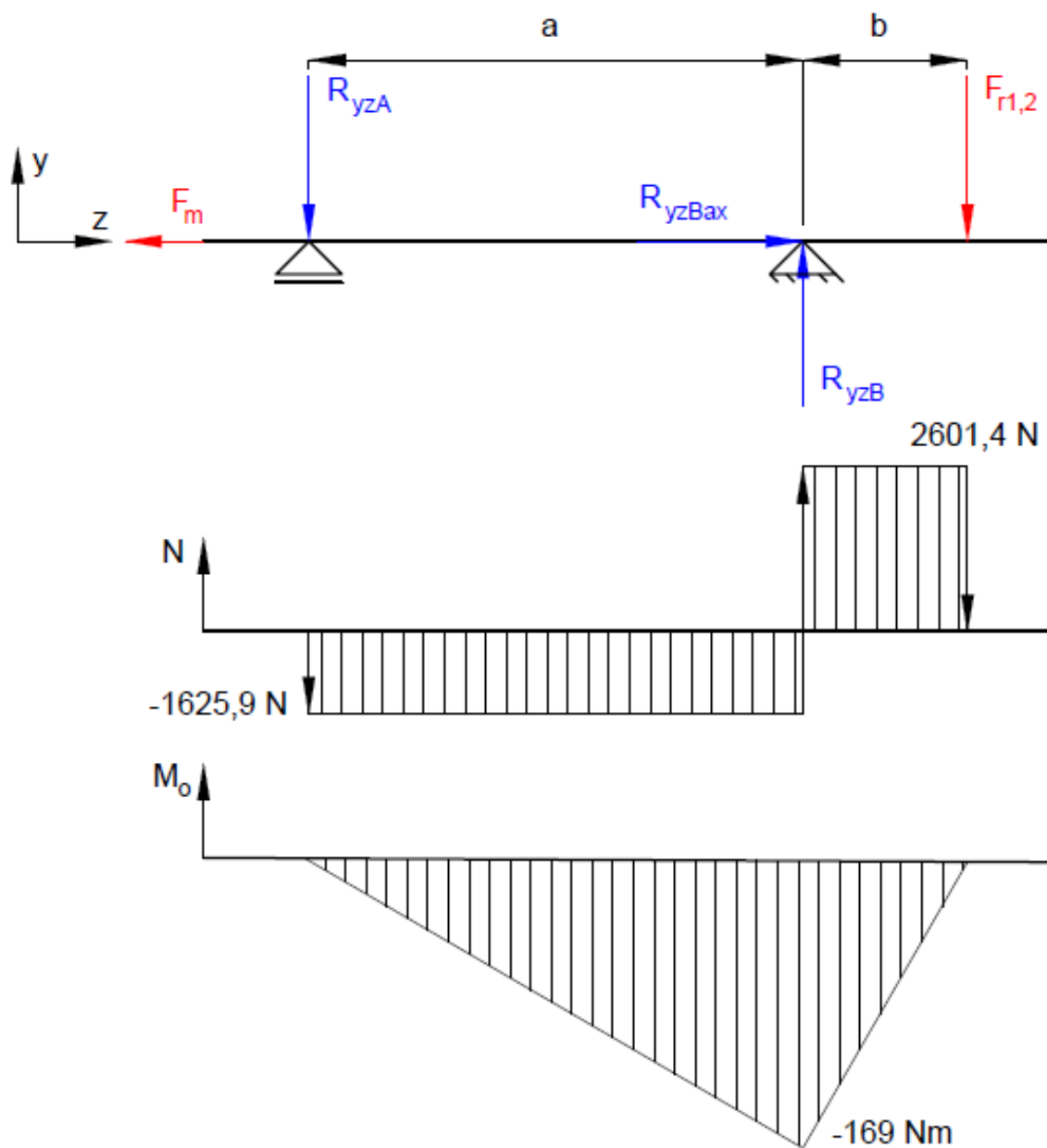
Obr. 26 - Hnací hřídel s ložisky

#### Reakce v podporách

Tělo hřídele, pastorek a další díly, které jsou součástí hřídele, působí na ložiska svojí tíhou. Důsledkem této tíhy je axiální síla  $F_m = 90,8 \text{ N}$  působící na podpory. Vzdálenost podpor  $a = 104 \text{ mm}$ . Vzdálenost zatěžujících sil od podpory B,  $b = 65 \text{ mm}$ .



Rovnice rovnováhy, rovina YZ.



Obr. 27 - Schéma zatížení hřídele v rovině YZ

$$\sum F_{iz} = 0 \quad -F_m + R_{yzBax} = 0 \quad (43)$$

$$\sum F_{iy} = 0 \quad R_{yzA} - R_{yzB} + F_{r1,2} = 0 \quad (44)$$

$$\sum M_{oi} = 0 \quad F_{r1,2} \cdot b - R_{yzA} \cdot a = 0 \quad (45)$$

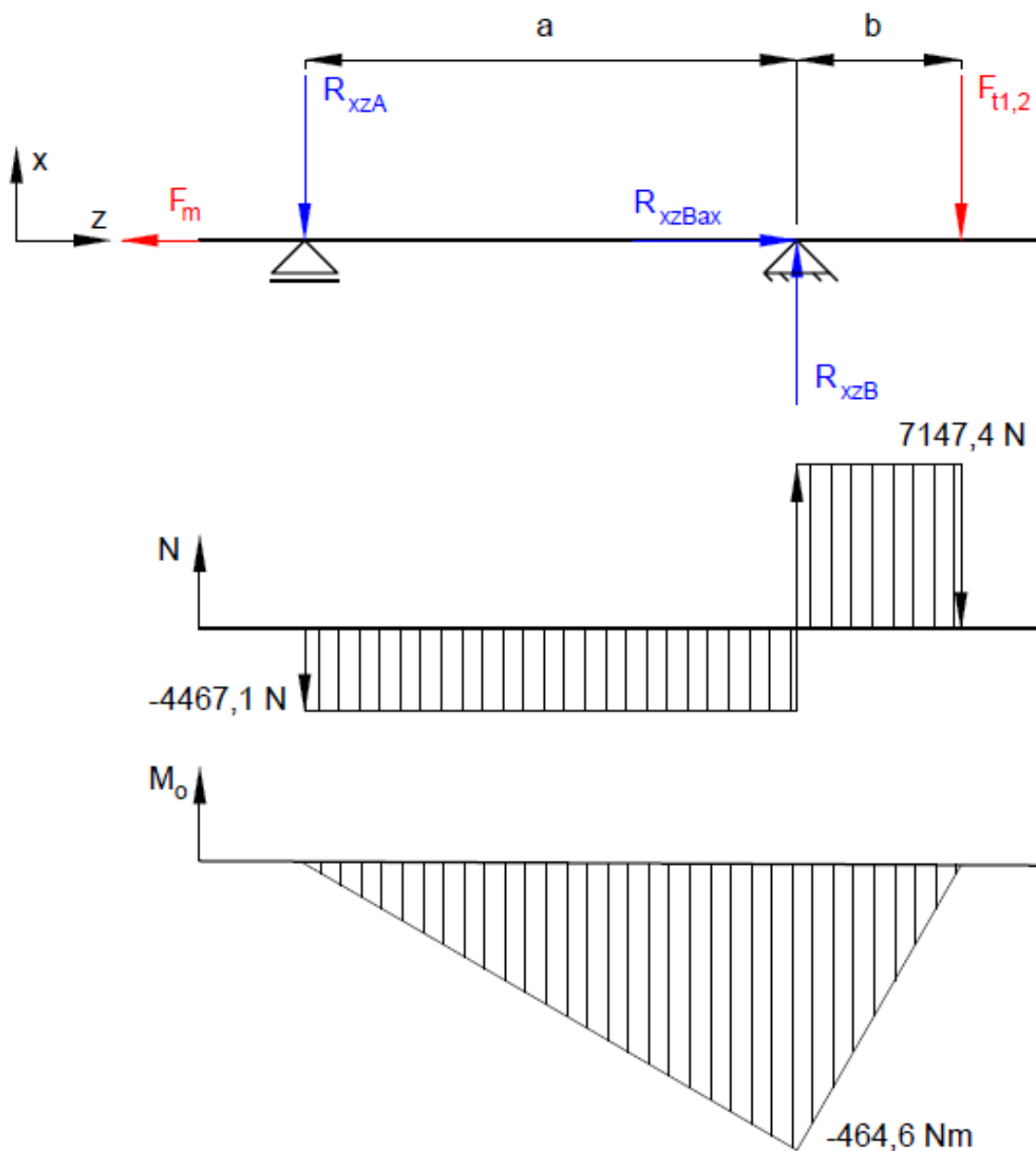
Po dosazení

$$R_{yzBax} = F_m = 90,8 \text{ N} \quad (46)$$

$$R_{yzA} = \frac{F_{r1,2} \cdot b}{a} = \frac{2601,4 \cdot 65}{104} = 1625,9 \text{ N} \quad (47)$$

$$R_{yzB} = R_{yzA} + F_{r1,2} = 1625,9 + 2601,4 = 4227,3 \text{ N} \quad (48)$$

Rovnice rovnováhy, rovina XZ



Obr. 28 - Schéma zatížení hřídele v rovině XZ

$$\sum F_{i_z} = 0 \quad -F_m + R_{xzBax} = 0 \quad (49)$$

$$\sum F_{i_y} = 0 \quad R_{xza} - R_{xzb} + F_{t1,2} = 0 \quad (50)$$

$$\sum M_{oi} = 0 \quad F_{t1,2} \cdot b - R_{xza} \cdot a = 0 \quad (51)$$

Dosazení

$$R_{xzBax} = F_m = 90,8 \text{ N} \quad (52)$$

$$R_{xza} = \frac{F_{t1,2} \cdot b}{a} = \frac{7147,4 \cdot 65}{104} = 4467,1 \text{ N} \quad (53)$$

$$R_{xzb} = R_{xza} + F_{t1,2} = 4467,1 + 7147,4 = 11614,5 \text{ N} \quad (54)$$

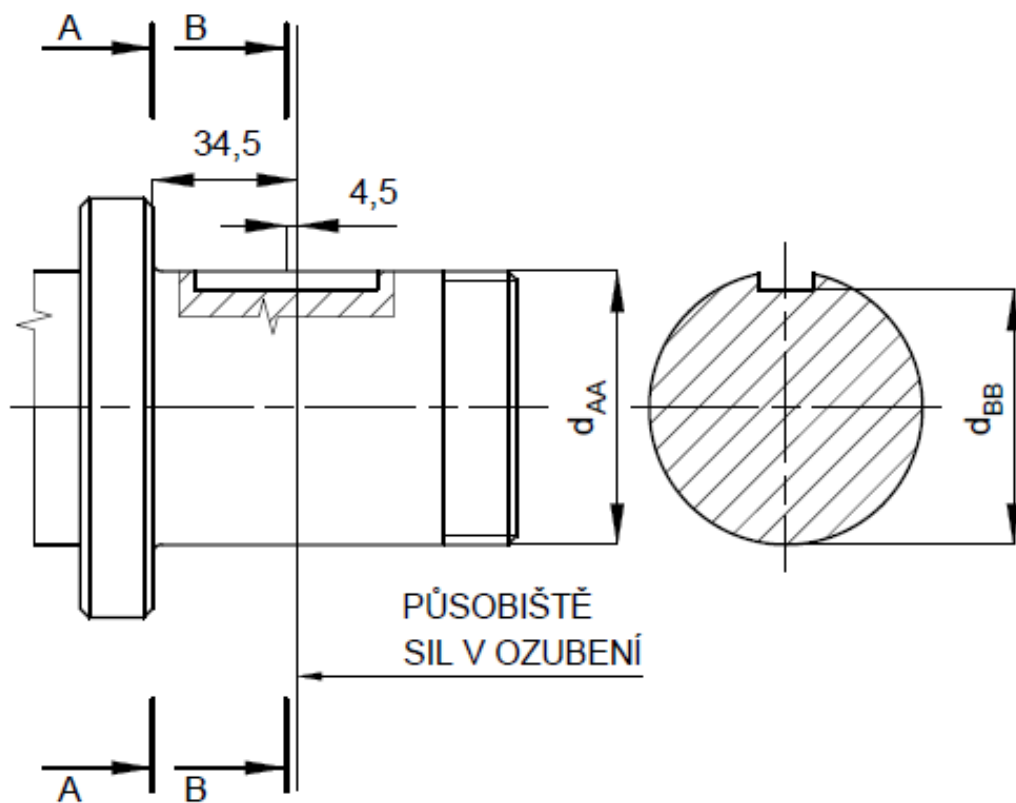
Tab. 3 - Výsledné hodnoty radiálních reakcí

Rovina	Podpora A	Podpora B
YZ	$R_{yza} = 1625,9 \text{ N}$	$R_{yzb} = 4227,3 \text{ N}$
XZ	$R_{xza} = 4467,1 \text{ N}$	$R_{xzb} = 11614,5 \text{ N}$

Tab. 4 - Výsledné hodnoty axiálních reakcí

Rovina	Podpora A	Podpora B
YZ	—	$R_{yzBax} = 90,8 \text{ N}$
XZ	—	$R_{xzBax} = 90,8 \text{ N}$

Výpočet reakcí byl pro kontrolu správnosti taktéž proveden v programu Autodesk Inventor Professional 2018 [29].



Obr. 29 - Kontrola průřezů hřídele

Průběhy ohybových momentů

Radiální a obvodová síla působí ve středu šířky pastorku (Obr. 29). Střed drážky pro pero (průřez B-B) je vzdálen od působišť sil 4,5 mm. Průřez A-A je vzdálen 34,5 mm.

$$M_{oyzAA} = 0,0345 \cdot F_{r1,2} = 0,0345 \cdot 2601,4 = 89,8 \text{ Nm} \quad (55)$$

$$M_{oxzAA} = 0,0345 \cdot F_{t1,2} = 0,0345 \cdot 7147,4 = 246,6 \text{ Nm} \quad (56)$$

$$M_{oyzBB} = 0,0045 \cdot F_{r1,2} = 0,0045 \cdot 2601,4 = 11,7 \text{ Nm} \quad (57)$$

$$M_{oxzBB} = 0,0045 \cdot F_{t1,2} = 0,0045 \cdot 7147,4 = 32,2 \text{ Nm} \quad (58)$$

Průběh točivého momentu se započtením dynamického součinitele  $K_A = 1,5$ . Velikost dynamického součinitele volena dle [8].

$$M_k = M_{k2} \cdot K_A = 407,4 \cdot 1,5 = 611,1 \text{ Nm} \quad (59)$$

Výsledný ohybový moment v průřezu A-A se započtením dynamického součinitele

$$M_{oAA} = \sqrt{(K_A \cdot M_{oyzAA})^2 + (K_A \cdot M_{oxzAA})^2} = \quad (60)$$

$$= \sqrt{(1,5 \cdot 89,8)^2 + (1,5 \cdot 246,6)^2} = 393,7 \text{ Nm}$$

Výsledný ohybový moment v průřezu B-B se započtením dynamického součinitele

$$M_{oBB} = \sqrt{(K_A \cdot M_{oyzBB})^2 + (K_A \cdot M_{oxzBB})^2} = \quad (61)$$

$$= \sqrt{(1,5 \cdot 11,7)^2 + (1,5 \cdot 32,2)^2} = 51,4 \text{ Nm}$$

### Statická kontrola

Ohybové napětí v průřezu A-A

$$\sigma_{soAA} = \frac{32 \cdot M_{oAA}}{\pi \cdot d_{AA}^3} \cdot \alpha_{\sigma AA} = \frac{32 \cdot 393700}{\pi \cdot 45^3} \cdot 2,3 = 101,2 \text{ MPa} \quad (62)$$

Určení součinitele  $\alpha_{\sigma AA}$ . Velikost součinitele se volí z (Obr. 1) v příloze B dle [4], kde musí být nejprve stanoveny potřebné výpočty (63) a (64). Poté se z grafu vyhodnotí velikost součinitele  $\alpha_{\sigma AA} = 2,3$ .

$$\frac{\rho}{t} = \frac{1,5}{5} = 0,3 \quad (63)$$

$$\frac{d}{D} = \frac{45}{55} = 0,81 \quad (64)$$

Krutové napětí v průřezu A-A

$$\tau_{sAA} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_{AA}^3} \cdot \alpha_{\tau AA} = \frac{16 \cdot 611100}{\pi \cdot 45^3} \cdot 1,7 = 58 \text{ MPa} \quad (65)$$

Určení součinitele  $\alpha_{\tau AA}$ . Velikost součinitele se volí z (Obr. 2) v příloze B dle [4], kde musí být nejprve stanoveny potřebné výpočty (63) a (64). Poté se z grafu vyhodnotí velikost součinitele  $\alpha_{\tau AA} = 1,7$ .

Redukované napětí v průřezu A-A dle Guesta

$$\sigma_{redAA} = \sqrt{\sigma_{soAA}^2 + 4 \cdot \tau_{sAA}^2} = \quad (66)$$

$$= \sqrt{101,2^2 + 4 \cdot 58^2} = 154 \text{ MPa}$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu A-A

$$k_{sAA} = \frac{R_{e14220}}{\sigma_{redAA}} = \frac{590}{154} = 3,83 \quad (67)$$

Ohybové napětí v průřezu B-B

$$\sigma_{soBB} = \frac{32 \cdot M_{oBB}}{\pi \cdot d_{BB}^3} \cdot \alpha_{\sigma BB} = \frac{32 \cdot 51400}{\pi \cdot 39,5^3} \cdot 3,2 = 27,2 \text{ MPa} \quad (68)$$

Určení součinitele  $\alpha_{\sigma BB} = 3,2$ . Velikost součinitele na doporučení firmou Ramet a.s.

Krutové napětí v průřezu B-B

$$\tau_{sBB} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot d_{BB}^3} \cdot \alpha_{\tau BB} = \frac{16 \cdot 611100}{\pi \cdot 39,5^3} \cdot 3,17 = 160 \text{ MPa} \quad (69)$$

Určení součinitele  $\alpha_{\tau BB}$ . Součinitel tvaru drážky pro pero určíme ze vztahu (70) dle [4]

$$\alpha_{\tau BB} = 2 + 0,05 \cdot \frac{b}{\rho} = 2 + 0,05 \cdot \frac{14}{0,6} = 3,17 \quad (70)$$

Redukované napětí v průřezu B-B dle Guesta

$$\begin{aligned} \sigma_{redBB} &= \sqrt{\sigma_{soBB}^2 + 4 \cdot \tau_{sBB}^2} = \\ &= \sqrt{27,2^2 + 4 \cdot 160^2} = 321,2 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (71)$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu B-B

$$k_{sBB} = \frac{R_{e14220}}{\sigma_{redBB}} = \frac{590}{321,2} = 1,84 \quad (72)$$

### **Dynamická kontrola**

Mez únavy v ohybu oceli 14 220

Mez pevnosti materiálu 14 220 dle [6]  $R_m = 785 \text{ MPa}$ .

$$\sigma_{co14220} = 0,5 \cdot R_m = 0,5 \cdot 785 = 392,5 \text{ MPa} \quad (73)$$

Součinitel vrubu v průřezu A-A se vyjádří ze vztahu (74) dle [4], kde součinitel  $\eta_{co} = 0,7$  pro materiál ocel 14 220 [4].

$$\beta_{oAA} = 1 + (\alpha_{\sigma AA} - 1) \cdot \eta_{co} = 1 + (2,3 - 1) \cdot 0,7 = 1,91 \quad (74)$$



Mez únavy skutečné součásti v průřezu A-A

$$\sigma_{coAA14220}^* = \frac{\sigma_{co14220}}{\beta_{oAA}} = \frac{392,5}{1,91} = 205,5 \text{ MPa} \quad (75)$$

Amplituda napětí v průřezu A-A

$$\sigma_{aoAA} = \frac{32 \cdot M_{oAA}}{\pi \cdot d_{AA}^3} = \frac{32 \cdot 393700}{\pi \cdot 45^3} = 44 \text{ MPa} \quad (76)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu průřezu A-A

$$k_{d\sigma AA} = \frac{\sigma_{coAA14220}^*}{\sigma_{aoAA}} = \frac{205,5}{44} = 4,67 \quad (77)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku průřezu A-A

$$k_{stAA} = \frac{0,577 \cdot R_m}{\tau_{sAA}} = \frac{0,577 \cdot 785}{58} = 7,8 \quad (78)$$

Výsledná bezpečnost v průřezu A-A

$$k_{vAA} = \frac{k_{d\sigma AA} \cdot k_{stAA}}{\sqrt{k_{d\sigma AA}^2 + k_{stAA}^2}} = \frac{4,67 \cdot 7,8}{\sqrt{4,67^2 + 7,8^2}} = 4 \quad (79)$$

Součinitel vrubové citlivosti v průřezu B-B

$$\beta_{oBB} = 1 + (\alpha_{\sigma BB} - 1) \cdot \eta_{co} = 1 + (3,2 - 1) \cdot 0,7 = 2,54 \quad (80)$$

Mez únavy skutečné součásti v průřezu B-B

$$\sigma_{coBB14220}^* = \frac{\sigma_{co14220}}{\beta_{oBB}} = \frac{392,5}{2,54} = 154,5 \text{ MPa} \quad (81)$$

Amplituda napětí v průřezu B-B

$$\sigma_{aoBB} = \frac{32 \cdot M_{oBB}}{\pi \cdot d_{BB}^3} = \frac{32 \cdot 51400}{\pi \cdot 39,5^3} = 8,5 \text{ MPa} \quad (82)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v ohybu průřezu B-B

$$k_{d\sigma BB} = \frac{\sigma_{coBB14220}^*}{\sigma_{aoBB}} = \frac{154,5}{8,5} = 18,2 \quad (83)$$

Součinitel statické bezpečnosti ve smyku průřezu B-B

$$k_{s\tau BB} = \frac{0,577 \cdot R_m}{\tau_{sBB}} = \frac{0,577 \cdot 785}{160} = 2,83 \quad (84)$$

Výsledná bezpečnost v průřezu B-B

$$k_{vBB} = \frac{k_{d\sigma BB} \cdot k_{s\tau BB}}{\sqrt{k_{d\sigma BB}^2 + k_{s\tau BB}^2}} = \frac{18,2 \cdot 2,83}{\sqrt{18,2^2 + 2,83^2}} = 2,8 \quad (85)$$

### Statická kontrola na maximální moment

Ohybové napětí v průřezu A-A

Hodnota ohybového napětí odpovídá výsledku ze vzorce (62).

Krutové napětí v průřezu A-A

Maximální moment  $M_{kMAX}$  (87). Součinitel  $\alpha_{\tau AA}$  dle (65)

$$\tau_{sAA} = \frac{16 \cdot M_{kMAX}}{\pi \cdot d_{AA}^3} \cdot \alpha_{\tau AA} = \frac{16 \cdot 1772300}{\pi \cdot 45^3} \cdot 1,7 = 168,4 \text{ MPa} \quad (86)$$

Maximální točivý moment se započtením dynamického součinitele  $K_A = 1,5$

$$M_{kMAX} = M_{k2MAX} \cdot K_A = 1181,5 \cdot 1,5 = 1772,3 \text{ Nm} \quad (87)$$

Redukované napětí v průřezu A-A

$$\begin{aligned} \sigma_{redAA} &= \sqrt{\sigma_{soAA}^2 + 4 \cdot \tau_{sAA}^2} = \\ &= \sqrt{101,2^2 + 4 \cdot 168,4^2} = 351,7 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (88)$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu A-A

$$k_{sAA} = \frac{R_{e14220}}{\sigma_{redAA}} = \frac{590}{351,7} = 1,68 \quad (89)$$

Ohybové napětí v průřezu B-B

Hodnoty ohybového napětí odpovídá výsledku ze vzorce (68).

Krutové napětí v průřezu B-B

Maximální moment  $M_{kMAX}$  (87). Součinitel  $\alpha_{\tau BB}$  dle (70)

$$\tau_{sBB} = \frac{16 \cdot M_{kMAX}}{\pi \cdot d_{AA}^3} \cdot \alpha_{\tau BB} = \frac{16 \cdot 1772300}{\pi \cdot 39,5^3} \cdot 3,17 = 464,3 \text{ MPa} \quad (90)$$

Redukované napětí v průřezu B-B

$$\begin{aligned} \sigma_{redBB} &= \sqrt{\sigma_{soBB}^2 + 4 \cdot \tau_{sBB}^2} = \\ &= \sqrt{27,2^2 + 4 \cdot 464,3^2} = 929 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (91)$$

Součinitel statické bezpečnosti v průřezu B-B

$$k_{sBB} = \frac{R_{e14220}}{\sigma_{redBB}} = \frac{590}{929} = 0,64 \quad (92)$$

K zatížení nejvyšším krouticím momentem motoru může dojít pouze při zablokování antény. K této situaci však nemůže nikdy dojít. I kdyby však k této situaci došlo, měla by povolit spojka.

### **Průhyb a natočení hřídele**

Ozubená kola jsou citlivá na průhyb i natočení průřezu hřídele v místě kontaktu s protikolem. Průhyb nepříznivě ovlivňuje osovou vzdálenost ozubených kol. Natočení vyvolává nerovnoměrné rozdělení síly mezi zuby po jejich šířce.

Dovolený průhyb hřídele v místě uložení ozubeného kola [3]

$$\delta_D = 0,01 \cdot m_{n1,2} = 0,01 \cdot 6 = 0,06 \text{ mm} \quad (93)$$

Dovolené natočení ozubeného kola [3]

$$\varphi_D = 5' = 0,083^\circ \quad (94)$$

Dovolené natočení kuželíkových ložisek řady SKF Explorer [19]

$$\varphi_{LD} = 3' = 0,05^\circ \quad (95)$$

Průhyb a natočení hřídele byl stanoven pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2018 [29].

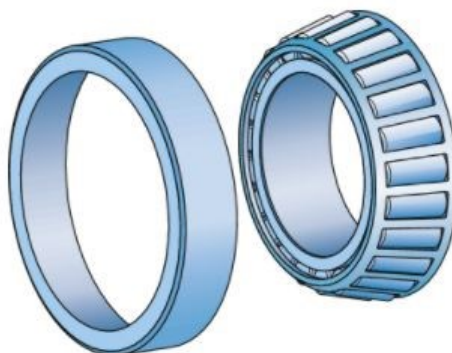
Tab. 5 - Výsledné hodnoty průhybu a natočení na hnací hřídeli

	Ložisko A	Ložisko B	Pastorek
Průhyb [mm]	0,012	0,022	0,0588
Natočení [°]	0,0093	0,049	0,0669

Výsledné hodnoty z Tab. 5 byly porovnány s dovolenými hodnotami. Naměřené hodnoty splňují hodnoty dovolené a hřídel tak vyhovuje.

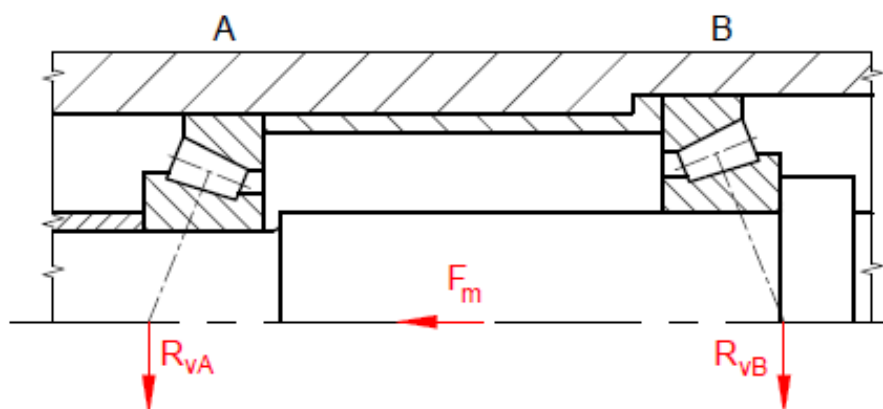
### 3.10 Kontrola ložisek hřídele

Byla zvolena kuželíková ložiska jednořadá řady SKF Explorer 31 309 a 31 308. Ložiska SKF Explorer mohou přenášet vysoká zatížení a mají delší provozní trvanlivost. Prodlužují životnost maziva, mají sníženou citlivost na nesouosost, snižují hlučnost a vibrace.



Obr. 30 - Kuželíkové ložisko [22]

Ložiska jsou uložena souměrně na hnací hřídeli, zády k sobě do „O“ (Obr. 31).



Obr. 31 - Souměrné uložení zády k sobě

Výsledné radiální reakce se započtením dynamického součinitele

$$R_{vA} = \sqrt{(K_A \cdot R_{yZA})^2 + (K_A \cdot R_{xZA})^2} = \quad (96)$$

$$= \sqrt{(1,5 \cdot 1625,9)^2 + (1,5 \cdot 4467,1)^2} = 7131 \text{ N}$$

$$R_{vB} = \sqrt{(K_A \cdot R_{yZB})^2 + (K_A \cdot R_{xZB})^2} = \quad (97)$$

$$= \sqrt{(1,5 \cdot 4227,3)^2 + (1,5 \cdot 11614,5)^2} = 18540 \text{ N}$$

Ložisko kuželíkové jednořadé 31 308 řady SKF Explorer. Ložisko je umístěno v podpoře A na hnacím hřídeli (Obr. 31). Základní parametry ložiska [14]. Základní dynamická únosnost  $C = 91,1 \text{ kN}$ , mezní únavové zatížení  $P_u = 9,5 \text{ kN}$ , koeficient axiálního dynamického zatížení  $Y_A = 0,72$ . Mezní hodnota poměru axiální a radiální síly  $e = 0,83$  určující hodnotu koeficientu  $Y_A$ . Vnější průměr  $D = 90 \text{ mm}$  a vnitřní průměr  $d = 40 \text{ mm}$ .

Ložisko kuželíkové jednořadé 31 309 řady SKF Explorer. Ložisko je umístěno v podpoře B na hnacím hřídeli (Obr. 31). Základní parametry ložiska [15]. Základní dynamická únosnost  $C = 113 \text{ kN}$ , mezní únavové zatížení  $P_u = 12,5 \text{ kN}$ , koeficient axiálního dynamického zatížení  $Y_B = 0,72$ . Mezní hodnota poměru axiální a radiální síly  $e = 0,83$  určující hodnotu koeficientu  $Y_B$ . Vnější průměr  $D = 100 \text{ mm}$  a vnitřní průměr  $d = 45 \text{ mm}$ .

Ekvivalentní zatížení ložisek

Řešení ekvivalentního zatížení (Obr. 31) kuželíkových ložisek je poněkud komplikovanější, protože vzniká přídatná axiální síla  $F_{aA}$  a  $F_{aB}$  viz [20].

$$\frac{R_{vA}}{Y_A} < \frac{R_{vB}}{Y_B} \quad (98)$$

$$\frac{7131}{0,72} < \frac{18540}{0,72}$$

$$9904 < 25750 \text{ N}$$

$$F_m < 0,5 \cdot \left( \frac{R_{vB}}{Y_B} - \frac{R_{vA}}{Y_A} \right) \quad (99)$$

$$90,8 < 0,5 \cdot \left( \frac{18540}{0,72} - \frac{7131}{0,72} \right)$$

$$90,8 < 7923 \text{ N}$$

Axiální zatížení

$$F_{aB} = \frac{0,5 \cdot R_{vB}}{Y_B} = \frac{0,5 \cdot 18540}{0,72} = 12875 \text{ N} \quad (100)$$

$$F_{aA} = F_{aB} - F_m = 12875 - 90,8 = 12784,2 \text{ N} \quad (101)$$

Dynamické radiální ekvivalentní zatížení

$$\frac{F_{aA}}{R_{vA}} = \frac{12784,2}{7131} = 1,79 \quad (102)$$

$$\frac{F_{aA}}{R_{vA}} > e$$

$$1,79 > e$$

$$P_A = 0,4 \cdot R_{vA} + Y_A \cdot F_{aA} = 0,4 \cdot 7131 + 0,72 \cdot 12784,2 = 12057 \text{ N} \quad (103)$$

$$\frac{F_{aB}}{R_{vB}} = \frac{12875}{18540} = 0,69 \quad (104)$$

$$\frac{F_{aB}}{R_{vB}} < e$$

$$0,69 > 0,83$$

$$P_B = R_{vB} = 18540 \text{ N} \quad (105)$$

Základní trvanlivost dle ISO 281:2007

$$L_{10A} = \left( \frac{C}{P_A} \right)^p = \left( \frac{91100}{12057} \right)^{\frac{10}{3}} = 846 \text{ mil. ot.} \quad (106)$$

$$L_{10B} = \left( \frac{C}{P_B} \right)^p = \left( \frac{113000}{18540} \right)^{\frac{10}{3}} = 413 \text{ mil. ot.} \quad (107)$$

Základní trvanlivost v provozních hodinách

$$L_{10Ah} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{10A} = \frac{10^6}{60 \cdot 90} \cdot 846 = 156666 \text{ h} \quad (108)$$

$$L_{10Bh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{10B} = \frac{10^6}{60 \cdot 90} \cdot 413 = 76481 \text{ h} \quad (109)$$

### Trvanlivost dle SKF – ložisko 31 308

Norma ISO 281:2007 obsahuje modifikaci pro výpočet trvanlivosti ložisek. Modifikace spočívá v doplnění součinitelů. Součinitel trvanlivosti dle SKF  $a_{SKF}$  a součinitel spolehlivosti  $a_1$ .

Součinitel spolehlivosti dle přílohy C (Obr. 1)  $a_1 = 1[-]$  při 90% spolehlivosti. To znamená, že pravděpodobnost poruchy je 10%.

Součinitel spolehlivosti dle SKF  $a_{SKF}$  se určí dle přílohy C (Obr. 3). Součinitel představuje závislost poměru mezního únavového zatížení, úrovně znečištění a stavu mazání. Pro určení hodnoty z diagramu musí být vypočítány následující parametry.

Viskozita, která zajišťuje dobré mazání a závisí na středním průměru ložiska  $d_m = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (40 + 90) = 65 \text{ mm}$ . Dle přílohy C (Obr. 2) určíme potřebnou viskozitu  $v_1$ , která závisí na středním průměru ložiska a otáčkách. Určená hodnota viskozity  $v_1 = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Bylo zvoleno speciální plastické mazivo na bázi polymočoviny LGHP 2 dle [16] s kinematickou viskozitou základního oleje při 40°C  $v = 96 \text{ mm}^2/\text{s}$ .

Viskózní poměr

$$\kappa = \frac{v}{v_1} = \frac{96}{100} = 0,96 \quad (110)$$

Součinitel znečištění na doporučení pro mechanismy radarů  $\eta_c = 0,5$ . Tato hodnota odpovídá normální čistotě.

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P_A} = 0,5 \cdot \frac{9500}{12057} = 0,39 \quad (111)$$

Z grafu příloha C (Obr. 3) byla odečtena hodnota součinitele  $a_{SKF} = 1$ .

Trvanlivost ložiska dle SKF v miliónech otáček

$$L_{nmA} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10A} = 1 \cdot 1 \cdot 846 = 846 \text{ mil. ot.} \quad (112)$$



Trvanlivost ložiska dle SKF v provozních hodinách

$$L_{nmAh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{nmA} = \frac{10^6}{60 \cdot 90} \cdot 846 = 156666 \text{ h} \quad (113)$$

### Trvanlivost dle SKF – ložisko 31 309

Postup výpočtu trvanlivost dle SKF je stejný jako v případě ložiska 31 308.

Střední průměr ložiska  $d_m = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (45 + 100) = 72,5 \text{ mm}$ .

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P_B} = 0,5 \cdot \frac{12500}{18540} = 0,33 \quad (114)$$

Z grafu příloha C (Obr. 3) byla odečtena hodnota součinitele  $a_{SKF} = 0,9$ .

Trvanlivost ložiska dle SKF v miliónech otáček

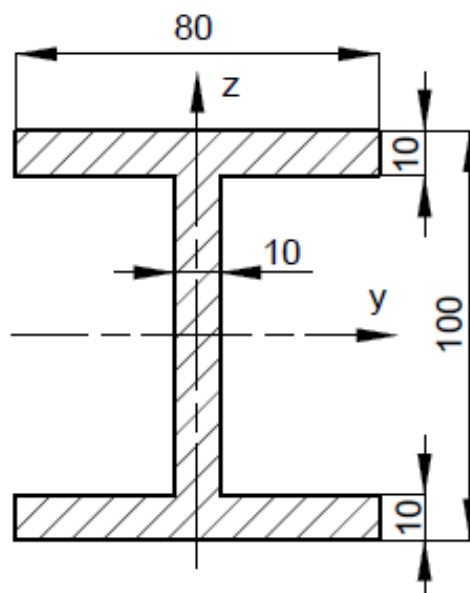
$$L_{nmB} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10B} = 1 \cdot 0,9 \cdot 413 = 372 \text{ mil. ot.} \quad (115)$$

Trvanlivost ložiska dle SKF v provozních hodinách

$$L_{nmBh} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot L_{nmB} = \frac{10^6}{60 \cdot 90} \cdot 372 = 68888 \text{ h} \quad (116)$$

## 3.11 Kontrola podstavy na vzpěr

Podstava je svařena z normalizovaných obdélníkových profilů z oceli 11 343 s rozměry dle (Obr. 32). Modul pružnosti oceli  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ . Délka podstavy  $l = 1780 \text{ mm}$ . Podstava je na jednom konci vetknutá a na konci druhém je možný posun v obou osách. Do výpočtu vstupuje číselná konstanta  $n_{vz} = \frac{1}{4}$ , charakterizující způsob uložení prutu dle [4].



Obr. 32 - Schéma průřezu podstavy

Momenty setrvačnosti

$J_{y1} = J_{y3} = \frac{80 \cdot 10^3}{12} = 6666,67 \text{ mm}^4$	$J_{z1} = J_{z3} = \frac{80^3 \cdot 10}{12} = 426666,67 \text{ mm}^4$
$J_{y2} = \frac{10 \cdot 80^3}{12} = 426666,67 \text{ mm}^4$	$J_{z2} = \frac{10^3 \cdot 80}{12} = 6666,67 \text{ mm}^4$

Kvadratické momenty průřezu

$$J_{zT} = J_{z1} \cdot 2 + J_{z2} = 426666,67 \cdot 2 + 6666,67 = 860000 \text{ mm}^4 \quad (117)$$

$$J_{yT} = \left[ \frac{80 \cdot 10^3}{12} + (45 - 0)^2 \cdot 80 \cdot 10 \right] \cdot 2 + \quad (118)$$

$$\left[ \frac{10 \cdot 80^3}{12} + (0 + 0)^2 \cdot 10 \cdot 80 \right] = 2,16 \cdot 10^{10} \text{ mm}^4$$

Minimální kvadratický moment průřezové plochy prutu je roven nejmenšímu z vypočtených kvadratických momentů  $J_{min} = J_{zT}$ .

Plocha průřezu podstavy

$$S = 2 \cdot (80 + 10) + 10 \cdot 80 = 2400 \text{ mm}^2 \quad (119)$$

Štíhlostní poměr

$$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{S}} = \sqrt{\frac{860000}{2400}} = 18,9 \text{ mm} \quad (120)$$

$$\lambda = \frac{l}{i_{min}} = \frac{1780}{18,9} = 94 \quad (121)$$

Do výpočtu mezní štíhlosti zasahuje mez úměrnosti materiálu  $\sigma_u$  dle [4].

$$\sigma_u = 0,8 \cdot R_e = 0,8 \cdot 333 = 266,4 \text{ MPa} \quad (122)$$

$$\lambda_m = \pi \sqrt{\frac{n_{vz} \cdot E}{\sigma_u}} = \pi \sqrt{\frac{\frac{1}{4} \cdot 2,1 \cdot 10^5}{266,4}} = 44,1 \quad (123)$$

$$\lambda > \lambda_m = 94 > 44,1 \quad (124)$$

Je patrné, že štíhlost  $\lambda$  je větší než mezní štíhlost  $\lambda_m$ . To znamená, že se jedná o pružný vzpěr a platí výpočet dle Eulera. Při výpočtu kritické síly je nutné stanovit redukovanou délku  $l_{red}$ .

$$l_{red} = \frac{l}{\sqrt{n_{vz}}} = \frac{1780}{\sqrt{\frac{1}{4}}} = 3560 \text{ mm} \quad (125)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l_{red}^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 860000}{3560^2} = 140643 \text{ N} \quad (126)$$

Zatěžující síla je v tomto případě vypočtena jako součin hmotnosti a gravitačního zrychlení poděleného počtem podstav. Celková hmotnost radaru  $m_c = 2291,46 \text{ kg}$ . Výsledná bezpečnost je velmi vysoká, což je nutné i vzhledem k přidavnému ohybu.

$$F = \frac{m_c \cdot g}{4} = \frac{2291,46 \cdot 9,81}{4} = 5620 \text{ N} \quad (127)$$

$$k = \frac{F_{kr}}{F} = \frac{140643}{5620} = 25 \quad (128)$$

## 4 Závěr

Diplomová práce se zabývá návrhem pohonu otoče radaru. Jedná se o konstrukci aktivního radaru, jehož anténa vykonává otáčivý pohyb. Hnací moment jde od elektromotoru a je převáděn přes elektromagnetickou spojku, čelní převodovku, axiální čepovou spojku a hnací hřídel na otoč.

Použitím dvou nezávislých pohonných ústrojí autor docílil splnění požadavku, že mechanismus musí umožňovat výměnu motoru za provozu. Navíc díky elektromagnetické lamelové spojce může dojít k odpojení jednoho z elektromotorů na dálku pomocí dálkového řízení. Při výpočtu potřebného výkonu byl brán zřetel na pohon pouze jedním z motorů.

Další požadavek specifikoval, že mechanismus musí umožňovat výměnu hlavního ložiska bez demontáže antény. Anténa se pomocí přípravku ukotví na základní těleso MZP. Vana se demontuje a ložisko vymění. Přípravek není součástí této diplomové práce.

Byl proveden výpočet potřebného výkonu, podle kterého byl zvolen elektromotor a převodovka. Následoval výpočet výkonů, otáček a krouticích momentů. Z těchto parametrů byly vypočítány průměry hřídelů. Pro bezpečný přenos krouticích momentů byly provedeny všechny potřebné pevnostní a deformační kontroly.

Zadané síly působící na anténu byly použity při pevnostní analýze MKP. Analýza byla požadována na tělese MZP a vaně. Kontrola velkorozměrového ložiska podle firmy PSL vyhovovala. Životnost otoče je dostatečná. Kontrola ozubeného převodu splnila požadovanou minimální bezpečnost.

Statická a dynamická kontrola hnacího hřídele splnila požadovanou minimální bezpečnost. Kuželíková ložiska jednořadá, ve kterých je uložena hnací hřídel, mají dostatečnou trvanlivost.

Veškerá schémata vyskytující se v diplomové práci byla vytvořena pomocí programu AutoCAD Mechanical 2018.

Zadané požadavky autor beze zbytku splnil. Rovněž je zajištěna snadná údržba a řešení výměny částí pohonu bez ztráty funkčnosti radaru. Pohon otoče radaru je dle dostupných kontrolních výpočtů funkční.

## 5 Seznam použitých zdrojů

Knížní zdroje:

- [1] BEZOUŠEK, Pavel a Pavel ŠEDIVÝ. *Radarová technika*. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 2007dotisk. ISBN 978-80-01-03036-3.
- [2] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů*. I, Zásady konstruování, spoje. Vyd. 2., dopl. Brno: Vysoké učení technické, 1984.
- [3] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů*. II, Hřídele, tribologie, ložiska. Vyd. 2., upr. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [4] BOLEK, Alfréd a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 1. svazek. 5. přeprac. vyd. /. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989. ISBN 80-03-00046-7.
- [5] BOLEK, Alfréd a Josef KOCHMAN. *Části strojů*. 2. svazek. 5. přeprac. vyd. /. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1990. ISBN 80-03-00426-8.
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4. dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [7] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard Gordon BUDYNAS, HARTL, Martin a Miloš VLK, ed. *Konstruování strojních součástí*. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIMUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

Skripta:

- [8] HAVLÍK, Jiří a Petr MARŠÁLEK. *Výpočty a konstrukce strojních dílů - cvičení* [online]. Ostrava, 2014 [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: [http://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/hav35/Cviveni\\_VaKSD.pdf](http://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/hav35/Cviveni_VaKSD.pdf)
- [9] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 978-80-248-1290-8.

Katalogy, prospekty a webové stránky:

- [10] Catalog - Product Details - Configuration - 1LE1002-1BB2.-.... *Siemens INDUSTRY MALL* [online]. [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: <https://mall.industry.siemens.com/mall/en/WW/Catalog/Product/?mlfb=1LE1002-1BB2.-....>
- [11] Jednořadá kuželíková ložiska. *SKF* [online]. [cit. 2018-04-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/index.html>
- [12] KOLEKTIV PSL, a.s. *Katalóg otočí: Špeciálne veľkorozmerové ložiská - otoče - výrobný program* [online]. PSL, a.s., 2010 [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: [http://www.psl.sk/downloads/psl\\_23\\_2010\\_rev1\\_oto\\_s\\_public\\_01.pdf](http://www.psl.sk/downloads/psl_23_2010_rev1_oto_s_public_01.pdf)
- [13] KOLEKTIV PSL, a.s. *Otoče – technická príručka: Špeciálne veľkorozmerové ložiská - otoče - technická príručka* [online]. Žilina: Vladimír Petrák, 2009 [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: [http://www.psl.sk/downloads/psl\\_7\\_2001\\_tpo\\_s\\_rev\\_1.pdf](http://www.psl.sk/downloads/psl_7_2001_tpo_s_rev_1.pdf)
- [14] Kuželíková ložiska, jednořadá: 31308 SKF Explorer. *SKF* [online]. [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/single-row/index.html?designation=31308>
- [15] Kuželíková ložiska, jednořadá: 31309 SKF Explorer. *SKF* [online]. [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/single-row/index.html?designation=31309>
- [16] Prvotřídní plastické mazivo SKF na bázi polymočoviny LGHP 2. *INDUSTRIAL CZ* [online]. [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: [http://www.industrial.cz/documents/bx70000101/cs/1\\_lghp%20%20prvotridni%20plasticke%20mazivo%20skf%20na%20bazi%20polymocoviny.pdf](http://www.industrial.cz/documents/bx70000101/cs/1_lghp%20%20prvotridni%20plasticke%20mazivo%20skf%20na%20bazi%20polymocoviny.pdf)
- [17] Radiotechnické pasivní systémy PRP-1 KOPÁČ, RAMONA, TAMARA. *ČESKOSLOVENSKÁ LIDOVÁ ARMÁDA* [online]. [cit. 2018-04-06]. Dostupné z: <http://www.csla.cz/technika/specialtech/tamara.htm>

- [18] Trvanlivost ložiska. *SKF: Česká republika* [online]. [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/principles/selecting-bearing-size/using-life-equations/skf-rating-life/index.html>
- [19] Údaje o ložisku: Jednořadá kuželíková ložiska - Permissible misalignment. *SKF* [online]. [cit. 2018-04-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/bearing-data/index.html>
- [20] Výpočet axiálního zatížení působícího na jednotlivá ložiska nebo ložiska montovaná ve dvojicích do tandemu. *SKF* [online]. [cit. 2018-04-06]. Dostupné z: <http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/loads/calculating/index.html>

#### Webové zdroje:

- [21] Elektromagnetická lamelová spojka ELK. *PSP Pohony* [online]. [cit. 2018-04-09]. Dostupné z: [http://www.pohony.cz/files/pohony/\\_products/3/7-elektromagneticka-lamelova-spojka-elk.400.jpg](http://www.pohony.cz/files/pohony/_products/3/7-elektromagneticka-lamelova-spojka-elk.400.jpg)
- [22] Kuželíkové ložisko jednořadá rozebiratelné. *SKF* [online]. [cit. 2018-04-09]. Dostupné z: [http://www.skf.com/binary/151-295229/1005%25200005%2520-%252017000%2520w\\_tcm\\_12-295229.png](http://www.skf.com/binary/151-295229/1005%25200005%2520-%252017000%2520w_tcm_12-295229.png)
- [23] MSSR M10SR: Monopulsní sekundární přehledový radar. *RAMET a.s.* [online]. 2014 [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: <http://www.ramet.as/cardfiles/card-1336/card-8299/img/78a49aff071accc224c103661bb503d.jpg>
- [24] Pasivní systém TAMARA. *GEOCACHING* [online]. [cit. 2018-04-07]. Dostupné z: <http://img.geocaching.com/cache/log/8c07fe9c-d5f3-4492-a700-9d0f65b70a0f.jpg>
- [25] PSR MORAVA: Primární přehledový radar. *RAMET a.s.* [online]. 2014 [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: <http://www.ramet.as/cardfiles/card-1336/card-8298/img/4deeac532488b4cb3c857901c265f159.jpg>

- [26] SDD: Stanice monitorování radioelektronických signálů. *RAMET a.s.* [online]. 2014 [cit. 2018-03-29]. Dostupné z: <http://www.ramet.as/cardfiles/card-1336/card-3343/img/8146e66999f626e9932990e7b40931c9.jpg>

Programy:

- [27] NĚMČEK, Miloš, KONTROLA GEOMETRIE OZUBENÝCH KOL, 2017, verze 4.2
- [28] NĚMČEK, Miloš, ISO 6336, 2016, verze 1.0
- [29] Autodesk Inventor Professional 2018
- [30] AutoCAD Mechanical 2018

Bakalářské práce:

- [31] SLÁDEK, Ondřej. *Univerzální mechanismus pohonu anténních systémů*. Ostrava, 2016. Bakalářská práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.



## Seznam příloh

SLA0150-VKS	- výkres sestavy
SLA0150-VKS-KS	- seznam položek
SLA0150-VKV-01	- dílenský výkres hnacího hřídel
Příloha A	- údaje elektromotoru
Příloha B	- určení součinitelů tvaru
Příloha C	- trvanlivost ložisek dle SKF
Příloha D	- údaje otoče